

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-271688

(43)Date of publication of application : 05.10.2001

(51)Int.Cl.

F02D 41/06

B60K 6/02

F02B 17/00

F02B 23/10

F02D 13/02

F02D 29/02

F02D 29/06

F02D 41/02

F02D 41/20

F02D 41/34

F02D 43/00

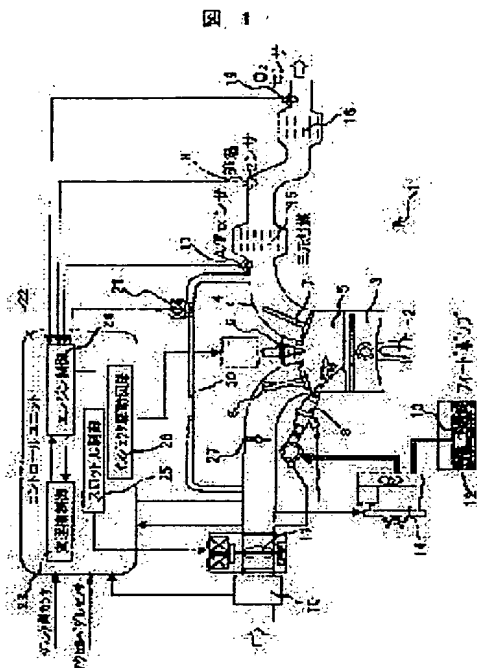
(21)Application number : 2000-090692

(71)Applicant : HITACHI LTD

(22)Date of filing : 27.03.2000

(72)Inventor : SHIRAISHI TAKUYA
NOGI TOSHIJI
TOKUYASU NOBORU
IIBOSHI YOICHI
OSUGA MINORU

(54) STARTING METHOD FOR FUEL CYLINDER INJECTION ENGINE



(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a starting method for a fuel cylinder injection engine capable of cleaning exhaust gas, securing startability, which solves the problem where large quantity of unburned fuel component HC (hydrocarbon) is discharged when uniform combustion is conducted in an insufficiently warmed engine, which is caused by low cylinder wall surface temperature and sticking of nonevaporated fuel on a cylinder wall surface and a piston wall surface, and which provides an injecting method for preventing fuel from sticking on the cylinder wall surface at the time of starting.

SOLUTION: This fuel cylinder injection engine 1 constituted of a combustion chamber 5 sucking air, a fuel injection valve 8 for directly injecting fuel to the combustion chamber 5 and a piston 3, is provided, with

a starter, which injects fuel to a compression stroke while the starter is started and thereby the engine can start in stratified combustion. Fuel pressure is set 2 to 4 MPa or higher and 6 MPa or lower and thereby flammable air-fuel mixture is collected around an ignition plug 9 to secure ignitability.

LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 07.12.2001

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 09.12.2003

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision 2004-00543 of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection] 08.01.2004

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] It is the starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by to inject a fuel to a compression stroke while said starter starts, in order to have a starter for putting said engine into operation in the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed and to put said engine into operation.

[Claim 2] In the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed Said engine is the starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by setting fuel pressure to 2-4MPa thru/or 6 MPas or more while said starter starts and injecting a fuel to a compression stroke, in order to have a starter for starting and to put said engine into operation.

[Claim 3] In the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed Said engine is equipped with the starter for starting, and a detection means to detect the top dead center location of a gas column. The starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by injecting a fuel in the gas column concerned at a compression stroke after judging the gas column which said starter starts and is in a compression stroke, in order to put said engine into operation.

[Claim 4] In the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed In order to equip said engine with EGR piping and the EGR valve which connect the starter, exhaust pipe, and inlet pipe for starting and to put said engine into operation, while said starter starts and opening an EGR valve The starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by injecting a fuel to a compression stroke.

[Claim 5] In the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed In order to equip said engine with the starter for starting, and the adjustable valve mechanism which controls the closing motion stage of an intake valve and to put said engine into operation, while said starter starts and controlling the clausilium timing of an intake valve in the maximum lag location The starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by injecting a fuel to a compression stroke.

[Claim 6] The starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by for the

injection engine in a cylinder which consisted of a combustion chamber where air is inhaled, a fuel injection valve which injects a direct fuel to said combustion chamber, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed to use a fuel injection valve from which a spraying configuration serves as deviation spraying, and to put an engine into operation by the control approach of a publication to claims 1-5.

[Claim 7] The starting approach of the injection engine in a cylinder characterized by carrying the injection engine in a cylinder given in claims 1-6 in the high Brit vehicle combined with the motor generator, and putting an engine into operation with a motor generator instead of said starter.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the injection engine in a cylinder which injects a fuel directly into an engine combustion chamber.

[0002]

[Description of the Prior Art] since a fuel cannot be injected in the injection engine in a cylinder while the exhaust air bulb is opening -- like an inhalation-of-air line -- from -- a fuel is injected between compression strokes. like the inhalation-of-air line injected while the intake valve is opening -- injection -- the inside of a cylinder -- air and a fuel -- almost -- homogeneity -- mixing -- homogeneity -- gaseous mixture is formed. general -- this homogeneity -- it is calling it homogeneity combustion to light gaseous mixture with an ignition plug and to burn it.

[0003] the stratification which the injection engine in a cylinder injects a fuel in a compression stroke by a certain service condition, makes an enriched mixture exist near the ignition plug, secures the positive ignition engine performance, and makes the perimeter thin gaseous mixture on the other hand -- gaseous mixture is formed. This combustion gestalt is called stratification combustion.

[0004] It is well-known to change homogeneity combustion and stratification combustion and to operate. One of the important factors is engine water temperature on the change condition. Operation by stratification combustion is permitted for engine water temperature after about 80 degrees C and the so-called engine pre-heating. Therefore, operation by homogeneity combustion is performed on the conditions that engine water temperature including the time of engine starting is low. However, although the exhaust gas discharged from the injection

engine in a cylinder is purified and discharged by the catalyst established in the middle of the exhaust pipe, since whenever [catalyst temperature] has not fully gone up for several minutes after engine starting, the purification engine performance is low and the injurious ingredient in exhaust gas will be discharged as it is. Moreover, at the time of starting, since the temperature of a cylinder wall or perimeter air is low, evaporation of a fuel is bad. Therefore, ignitionability is bad and there is an inclination for a combustion condition to get worse or not to light. In order to improve ignitionability, injected the 4 to 5 times as many fuel as an initial complement, and evaporation fuel quantity was made to increase, and it has started. However, by this approach, the fuel which was not contributed to the combustion at the time of starting is discharged from an exhaust air bulb, and it will be discharged by atmospheric air, without bypassing the catalyst for which temperature has not risen yet and being purified. In recent years, the European and American emission requirement is tightened up and it is indispensable to make clean the exhaust gas discharged at the time of such starting.

[0005] Then, as a technique for promoting evaporation of a fuel, it is indicated to JP,9-79066,A that fuel injection timing is amended according to water temperature and fuel pressure at the time of starting. According to this, when engine water temperature is low, it presupposed that it is an inhalation-of-air line about injection timing, and the evaporation time amount of a fuel is earned. Furthermore, to JP,10-176574,A, at the time of starting, when water temperature and fuel pressure are below predetermined values, it is indicated that it injects from the subinjector installed in the inlet pipe. According to this, distance to a combustion chamber was lengthened by injecting a fuel to an inlet pipe, and evaporation time amount is earned. the gaseous mixture formed in a cylinder by these approaches -- homogeneity -- it is gaseous mixture, therefore a combustion gestalt is also homogeneity combustion.

[0006]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, when homogeneity combustion is carried out in the condition that pre-heating of the engine is not fully carried out, it is in the inclination for a non-burned fuel component and the so-called HC (hydrocarbon) to be discharged so much. As for this, whenever [cylinder wall surface temperature] is low, and the fuel which is not evaporated is because it has adhered to the cylinder wall or the piston wall surface. Therefore, the injection approach that a fuel does not adhere to a cylinder wall at the time of starting is required. The purpose of this invention is offering the starting approach of the injection engine in a cylinder which can carry out [clean]-izing of the exhaust gas, securing startability.

[0007]

[Means for Solving the Problem] In the starting approach of the injection engine in a cylinder which consisted of a fuel injection valve which injects a direct fuel to the combustion chamber where air is inhaled [1st], and said combustion chamber in order to attain the above-mentioned purpose, and a piston to which the volume of said combustion chamber is changed, said engine is equipped with the starter for starting, and in order to put said engine into operation, while said starter starts, it injects a fuel to a compression stroke.

[0008] In order to put said engine into operation, while said starter starts and injecting a fuel to a compression stroke, fuel pressure is made the 2nd at 2-4MPa thru/or 6 MPas or more.

[0009] To the 3rd, in order to have a starter for starting, and a detection means to detect the top dead center location of a gas column and to put said engine into operation, said starter starts said engine, and after judging the gas column in a compression stroke, a fuel is injected

in the gas column concerned at a compression stroke.

[0010] In order to equip said engine with EGR piping and the EGR valve which connect the starter, exhaust pipe, and inlet pipe for starting and to put said engine into operation to the 4th, while said starter starts and opening an EGR valve, a fuel is injected to a compression stroke.

[0011]

[Embodiment of the Invention] The example of this invention is explained based on a drawing.

[0012] Drawing 1 is the block diagram of the injection engine in a cylinder which carries out this invention. The engine 1 shown in drawing 1 is equipped with the crank chain which is not illustrated, and the connecting rod 2 connected with the crank chain serves to change the reciprocating motion of a piston 3 into rotation. The combustion chamber 5 is formed of the engine head 4. The combustion chamber 5 is sealed with the intake valve 6 with which the engine head 4 is equipped, the exhaust air bulb 7 and a fuel injection valve 8, and an ignition plug 9. An engine 1 inhales air required for combustion to a combustion chamber 5 by both-way actuation of a piston 3. The dust and contaminant which are contained in air with the air cleaner which does not illustrate the air inhaled by the engine 1 are removed, and an inhalation air content is measured by the air content sensor 10. An inhalation air content is adjusted by the throttle valve 11. Although considered as the electronics control throttle valve which operates a throttle valve 11 electronically based on the control input of an accelerator pedal here, you may be the mechanical throttle valve operated with a wire. The fuel supplied to an engine 1 is pressurized by the feed pump 13 or fuel pump 14 currently installed in the fuel tank 12, and is injected directly into a combustion chamber 5 by the fuel injection valve 8. A fuel is mixed with air in a combustion chamber 5, and combustion is performed by the ignition plug 9. Exhaust gas is discharged from the exhaust air bulb 7, passes the three way component catalyst 15 and the Nox catalyst 16 which were installed in the exhaust pipe, and is discharged. The control unit 22 which controls an engine 1 detects the operational status of an engine 1 based on the signal from various kinds of sensors, and controls the electronic throttle 11 with which the engine 1 is equipped based on the detection result, a fuel pump 14, a fuel injection valve 8, an ignition plug 9, and the EGR valve 20.

[0013] The control input of the accelerator pedal operated by the operator of a car who carried the engine 1 is detected by the accelerator pedal sensor which is not illustrated, and is inputted into a control unit 22. The signals (for example, an engine speed, a MAP, an intake-air temperature, water temperature, an accelerator control input, an inhalation air content, etc.) from various kinds of sensors are inputted into a control unit 22. There are a signal from a sensor, a signal from the air-fuel ratio sensor 17 attached in the exhaust pipe, a signal from the temperature sensor 18 which detects the temperature of exhaust gas, etc. whenever [crank angle / with which the crankshaft which is not illustrated, for example was equipped as other input signals]. The control unit 22 consists of the change gear control section 23, an engine control section 24, a throttle control section 25, an injector drive circuit 26, etc. The EGR valve 21 is for flowing back exhaust gas from an exhaust pipe to an inlet pipe, and is installed in the EGR piping 20.

[0014] The engine block diagram of this invention is shown in drawing 2 . Drawing 2 is the perspective drawing of the injection engine in a cylinder of this example. The main component parts are the notching valve 32, a shaft 31, a dashboard 30, the fuel injection valve 8 that injects a fuel in a combustion chamber 5, and the piston 3 which carried out a top-face configuration from which sufficient tumble flow is obtained as air flow generation equipment made to generate an air flow in a combustion chamber 5. Two intake valves 6, two exhaust air

bulbs 7 and the ignition plug 9, and the fuel injection valve 8 are attached in the upper part 3 of a combustion chamber 5, i.e., a piston, and the side which counters. As for the combustion chamber 5 formed of them, the volume changes with the reciprocating motions of a piston 3. If a piston 3 carries out downward movement after the intake valve 6 has opened, air will be inhaled from a suction port. The air content inhaled in the combustion chamber 5 is measured by the air content sensor which is not illustrated, and the fuel quantity injected from a fuel injection valve 8 based on the value is determined. The intake valve 6 for inhaling air is equipped with two inhalation air contents from the purpose made [many]. A suction port forms the passage connected with two intake valves 6. A fuel injection valve 8 is attached between this passage (i.e., between two intake valves 6). A fuel injection valve 8 is attached so that the medial axis may go to a piston pin shaft or a crankshaft shaft direct. The medial axis of a fuel injection valve 8 inclines toward the lower part of an ignition plug 9 so that a fuel 35 may be easy an assembly around the ignition plug 9 attached in the upper part of a combustion chamber 5. Thus, while an inhalation-of-air line can distribute a fuel 35 widely in a combustion chamber 5 by injection by attaching, spraying 35 can be made easy to collect in the ignition plug 9 direction in the injection in the second half of a compression stroke. The tumble flow generated in the combustion chamber 5 changes with the layer of airstream on a piston 3, and makes the wall of air. The fuel spray 35 is conveyed by this airstream in the ignition plug 9 direction. Since it is furthermore guided to the wall of air, it prevents that the fuel spray 35 adheres to a piston-top surface. This method is called a tumble guide type. A spraying configuration and the injection direction are set up so that the fuel spray 35 may tend to reach on the outskirts of a plug gap of an ignition plug 9.

[0015] Drawing 3 shows typically the mixed temper cloth of the combustion chamber at the time of stratification operation of the injection engine in a cylinder indicated to drawing 1 . The situation it is running by 60 km/h regularity (engine-speed about 2000 rpm) is assumed. The tumble generation equipment installed in the suction port consists of a notching valve 32, a shaft 31, and a dashboard 30. When the notching valve 32 has closed, as for most inner inhalation air, an inhalation-of-air line flows into a combustion chamber through a dashboard 30 top. Consequently, the tumble air flow 33 is formed in a combustion chamber 5. The air with which the inhalation-of-air line which the intake valve 6 is opening flowed into inside flows along with the combustion chamber wall surface by the side of being [7] far from a fuel injection valve 8, i.e., an exhaust air bulb. The top face of a piston 3 has become radii-like so that the air flow 33 may flow smoothly, and the slot for diffusion prevention is prepared further. By making it such a configuration, an air space is formed on a piston-top surface, and fuel adhesion can be prevented. Furthermore, it blows up in the fuel injection valve 8 direction at the air flow 33, it flows in accordance with the up wall, i.e., the head-lining wall, of a combustion chamber 5 to the combustion chamber wall surface by the side of anchoring of a fuel injection valve 8, and a pan, and forms a revolution style. Fuel-spray 35a is conveyed by this revolution style 33 in the direction of an ignition plug. Consequently, with regards to the location of a piston 3, there is no fuel-spray 35b, namely, with regards to an engine speed, there is not and it can reach the plug gap of an ignition plug 9. Since the relation is determined only with the distance and spray velocity from a fuel-injection location to a plug gap, stratification operation of it is attained to a high rotation field (3200rpm). The tumble air flow 33 used by this example is flow which once reaches to the combustion chamber wall surface by the side of the exhaust air bulb 7 in a combustion chamber 5, and returns to an inspired air flow path in accordance with a piston-top-surface configuration, after flowing from an intake

valve 6. Therefore, fuel-spray 35a injected from the fuel injection valve 8 attached between intake valves 6 rides the flow, and reaches an ignition plug 9 by the minimum distance. Since fuel-spray 35a will flow to an intake valve 6 side along with a piston-top surface and an ignition plug 9 will be reached when a fuel injection valve 8 suits the exhaust air bulb 7 side, the time amount which reaches after injecting before [an ignition plug 9] will become long. Furthermore, a fuel may adhere on a piston-top surface, and it is not desirable.

[0016] the experiment using the injection engine in a tumble guide type cylinder of this example — rotational frequency 1400rpm and an illustration average — an owner — in the service condition of ***** Pi320kPa, it is stabilized and fuel injection timing and ignition timing which can be operated are 70degBTDC(s) and 35degBTDC, respectively. the time amount from the injection at this time to ignition — about 3 msec(s) it is . rotational frequency 3200rpm and an illustration average — an owner — in the service condition of ***** Pi350kPa, they are 90degBTDC(s) and 30degBTDC, respectively. The time amount from the injection at this time to ignition is about 3.12 msec(s). Therefore, with the injection engine in a tumble guide type cylinder of this example, it is not based on an engine speed, but the time amount from injection to ignition is about 3 msec(s) in general. It is order.

[0017] Drawing 4 shows a view when summarizing experimentally conditions, i.e., fuel injection valve arrangement, for an artificer to form stratification combustion of drawing 3 , an ignition plug location, and a spraying configuration, and shows typically the physical relationship of the fuel spray 35 injected from the ignition plug 9 and fuel injection valve 8 in a combustion chamber 5. The fuel spray 35 is a spraying configuration in case a perimeter ambient atmosphere is atmospheric pressure, and 35p is 0.6MPa(s). It is a spraying configuration at the time. Since the pressure in a combustion chamber 5 is atmospheric pressure extent, the fuel spray becomes like 35 the first half of an intake stroke or a compression stroke. The volume becomes small by rise of a piston 3, and, as for a combustion chamber 5, a pressure becomes high in the second half of a compression stroke. Although the ambient pressure force changes with fuel injection timing to 0.1 to 1.0MPa extent, since a spraying configuration is specified, they are 0.6MPa(s). It is arranging in the spraying configuration at the time. The spray angle of the fuel spray 35 under atmospheric pressure is $X1+X2$, and the spray angle of fuel-spray 35p under pressurization is expressed with $Y1+Y2$. The measuring method of a spray angle is shown in drawing 5 . A triangle is made from the spraying appearance point in the location under 25mm from the nozzle tip A of a fuel injection valve 8, and there, and let the include angle be a spray angle. In the case of the fuel spray 35, it is the include angle which connected point B-A-E and was able to do it, and, in 35p, is the include angle which connected point C-A-D and was able to do it.

[0018] In drawing 4 , the fuel injection valve 8 is attached in the engine at the include angle A to the horizontal plane. An include angle A is called whenever [champing-angle]. The combustion chamber upper wall containing an intake valve 6 is in the location of an include angle B to a horizontal line, and the plug gap of an ignition plug 9 is in the location of an include angle C to a horizontal line. By the tumble guide formula of this invention, in order to carry out stratification operation, it is important that the fuel spray reaches on the outskirts of a plug gap of an ignition plug 9. Moreover, it is also important to prevent that a fuel adheres to a combustion chamber upper wall for HC reduction. Therefore, if the spraying appearance location by the side of an ignition plug 9 is expressed with the include angle to a plug gap, the include angle which a degree type defines using the include angle C showing an intelligible plug-gap location and the include angle ($X1-A$) showing a spraying appearance location will be

called the upper limit angle J.

[0019]

Upper limit angle $J=(X1-A)-C$ (1)

The formula (1) expresses the upper limit angle under atmospheric pressure, and defines upper limit angle J' under pressurization by the degree type.

[0020]

Upper limit angle $J'=(Y1-A)-C$ (2)

Since an upper limit angle is expressed in whenever [spray-angle and setting-angle / of a fuel injection valve], and a plug-gap location, generally it can be used not only to a specific engine but to various engines.

[0021] The result of having asked drawing 6 for the relation between an upper limit angle and an engine performance experimentally is shown. An axis of abscissa is upper limit angle J' under pressurization, and, as for the axis of ordinate of the combustion rate of change Cpi and right-hand side, the left-hand side axis of ordinate expresses the discharge concentration of HC (hydrocarbon). Cpi expresses the fluctuation from the average firing pressure of 100 to 1000 cycle extent, and it expresses that combustion stability is so good that a numeric value is small. It means that a spraying appearance location has zero upper limit angle in the same location as an ignition plug-gap location. When smaller than it, it means that the spraying appearance location has not reached a plug gap, and the combustion rate of change Cpi is large. An upper limit angle becomes below the tolerance of Cpi above -two (deg). Although spraying has not reached a plug gap on the upper limit square -2 (deg), since it has been spouted by spraying in the direction of a plug gap in the operation of a tumble air flow in the case of this example, spraying has reached the plug gap in fact. On the other hand, the lower one of HC concentration is good. If an upper limit angle is large, a spraying appearance location will reach a combustion chamber upper wall, a fuel will adhere, and HC discharge dark ** will increase. In drawing 6 , HC concentration is rising [the upper limit angle] above +two (deg), and it turns out that the fuel has adhered to the combustion chamber upper wall. Although the include angle B showing a combustion chamber upper wall location is not contained in the definition of an upper limit angle, the upper limit of an upper limit angle can be presumed by the discharge behavior of HC. Therefore, the bottom upper limit angle of pressurization is compatible in the combustion rate of change Cpi and HC discharge concentration in -2 to +2 (deg).

[0022] Drawing 7 (a) shows typically the mixed gaseous state voice of the combustion chamber at the time of starting of the injection engine in a cylinder indicated to drawing 1 . the engine speed at the time of starting -- about 200 rpm it is . When starting with the homogeneity combustion method indicated on the conventional technique, there are some which remained in the cylinder 5 with the gaseous mixture 36 and the liquid which were mixed to homogeneity, and have adhered to the cylinder wall or the piston wall surface as shown in drawing 7 (b). This wall surface adhesion fuel 37 causes unburnt HC discharge. The point of this invention is to carry out stratification combustion at the time of starting, in order that a fuel may prevent adhering to a wall surface. The engine speed at the time of starting is about 200 rpm. Since it is low, the air flow 33 generated in a combustion chamber 5 is weak, and cannot convey the fuel spray 35 in the ignition plug 9 direction. Therefore, the spraying upper limit angle under pressurization stops being able to light at 0--2 degree easily, without the fuel spray 35 reaching the gap of an ignition plug 9. Therefore, in order to carry out stratification combustion at the time of starting, it is necessary to select spraying which is in the range

whose spraying upper limit angle under pressurization is 0 – +2 times.

[0023] The conditions for forming stratification combustion in drawing 8 at the time of starting are shown. An engine speed is low at the time of starting, and an air flow required for tumble guide combustion is a pile to a generation pan. That is, the operation which pushes up spraying in the direction of an ignition plug by air flow is weak. Combustion rate of change is getting worse without spraying reaching [a spraying upper limit angle] a plug gap below 0 times. Moreover, HC is also increasing to coincidence by the flame failure. Therefore, it is desirable to set the spraying upper limit angle under pressurization as about 0 – +2 times so that spraying may tend to reach an ignition plug also in fuel injection timing in the second half of a compression stroke.

[0024] Fuel pressure and the relation of startability are shown in drawing 9 at the time of starting. It is the result of measuring the highest firing pressure when the fuel pressure at the time of starting is changed to 1–7MPa and an engine first-** it. The maximum pressures at the time of first ** are 1.5MPa(s). When exceeded, it turned out that combustion advances continuously. Since the combustion reaction fully occurred by the combustion chamber and this was changed into the engine torque, it is because only the torque which compresses the following gas column occurred. Therefore, 1.5MPa If it is the criteria of first *****, for fuel pressure, at 2 or less MPas, firing pressures are about 1.0 MPa(s). It has not fully burned in extent. For fuel pressure, at 3MPa(s), firing pressures are 2.0MPa(s). The above pressure was stabilized, it has generated and starting was successful. For fuel pressure, at 5MPa(s), firing pressures are 1.5MPa(s) again. It becomes the following pressures and, moreover, the maximum–pressure value varies greatly. This is in an unstable condition in the condition of not burning. For fuel pressure, at 7MPa(s), firing pressures are 2.0MPa(s). The above pressure has occurred and starting was successful. Combustion fuel injection timing at this time was fixed with 40 degrees in front of the top dead center.

[0025] drawing 10 -- the gaseous mixture of the combustion chamber at the time of engine starting -- the result of having carried out the simulation analysis of the behavior is shown. Count conditions were set to engine–speed 300rpm so that the experimental result of drawing 9 might be suited, and fuel injection timing was made into 40 degrees in front of the top dead center. Since the fuel penetrating power of spray is weak and the pressure of a combustion chamber is moreover rising to 1.0MPa extent at 35 degrees in front of the top dead center immediately after injection when fuel pressure is 3MPa(s), the fuel spray serves as a compact configuration. In front of the top dead center, at 30 – 25 degrees, spraying near the piston front face is progressing so that it may slide on a piston top, but spraying of the ignition plug circumference is drifting, in order that there may almost be no air flow. This spraying that is drifting is lit. When fuel pressure is 5MPa(s), since the fuel penetrating power of spray becomes large, the component which slides on a piston front–face top is increasing. The fuel spray which was drifting around the ignition plug is pulled by it, in order to make and move, the ignition plug circumference becomes thin and ignition of it becomes impossible. When fuel pressure is furthermore 7MPa(s), since spray penetration becomes large, the fuel spray performed by sliding on a piston front–face top is colliding and returning to the cylinder wall of an exhaust side. In the before [a top dead center] 25 neighborhood, the fuel spray can reach around an ignition plug and it can light.

[0026] The cylinder internal pressure and the heat rate at the time of engine starting are shown in drawing 11 . Engine–speed 300rpm It carried out and fuel injection timing and ignition timing were changed. Since the time amount from injection to ignition is decided in the

location of a fuel injection valve and an ignition plug, it is also changing ignition timing together according to fuel injection timing. The spacing is 20 degrees in whenever [crank angle] mostly. When injection/ignition timing is 40/20 degrees in front of a top dead center, the highest firing pressure of a combustion chamber is the largest. When injection/ignition timing is 34/15 degrees in front of a top dead center, a combustion pressure-buildup location becomes late, and the maximum pressure is declining. Although the pressure-buildup location is late further when injection/ignition timing is 30/10 degrees in front of a top dead center, a maximum pressure seldom changes to the case where injection/ignition timing is 34/15 degrees in front of a top dead center. When a heat rate is seen and injection/ignition timing is 34/15 degrees in front of a top dead center in front of 40/20 degree and a top dead center, the peak location is coming before the top dead center (inside of drawing 0 times). This is for combustion to have taken place in front of the top dead center, and to bar a motion of the piston which is going to go up the inside of a cylinder. Therefore, it is necessary to set up injection/ignition timing in front of a top dead center for changing the pressure energy generated in combustion effective in torque at about 30/10 degree, and to carry out the peak of a heat rate behind a top dead center.

[0027] The timing diagram of the starter at the time of starting, fuel pressure, and an engine speed is shown in drawing 12 (a), and the relation between an engine speed, and injection/ignition timing is shown in drawing 12 (b). It is 1.5, using the time of starting a starter as time amount 0. The condition during a second is shown. The engine speed under starter starting is 200 – 300rpm. It has extent. The injection/ignition timing at this time are 30/10 degree in front of the top dead center for a phenomenon which was explained by drawing 11. Drawing 12 (b) shows change of the injection/ignition timing to an engine speed. A fuel pump begins to start actuation by rotation of an engine, and is 0.5. It is going up to 2 – 3MPa extent before a second. An engine starts injection/ignition, after fuel pressure reaches a predetermined value and the gas column distinction processing mentioned later is completed. If an engine first-**, since it goes up quickly, an engine speed must adjust injection/ignition timing according to it. As the injection/ignition timing in the engine speed which put – mark in an engine-speed rise process are shown in drawing 12 (b), injection/ignition timing is changing to the tooth-lead-angle side with an engine-speed rise. The point of this invention is setting fuel injection timing as a compression stroke, in order to carry out stratification combustion during starter starting. By using the starting approach using this stratification combustion, the air-fuel ratio at the time of starting can be made about into 25. Since it has injected with timing sufficient to the ignition plug circumference and the gaseous mixture of a flammable range is formed around the ignition plug, it can be made to light certainly, although it is in the air-fuel ratio 25 and the Lean condition in the whole combustion chamber. Since a fuel is supplied so much and an unburnt fuel is not discharged like the further conventional starting approach, effectiveness is in HC reduction at the time of starting which is the purpose of this invention.

[0028] The discharge property of HC (unburnt fuel component) discharged by drawing 13 from an engine in [in stratification starting of this invention and the conventional homogeneity starting] 40 seconds after starting is shown. stratification starting of this invention -- after starting -- about 3000 ppm up to -- it goes up, and there is no big change and it has become an almost flat discharge property henceforth. On the other hand, by homogeneity starting, it is 12000 ppm immediately after starting. Although it goes up and is falling gradually after that to near, it also sets after 40-second progress, and it is 4000 ppm. It is discharged above. By

stratification starting, a discharge peak unburnt [HC] can be fallen about 75%. Since the temperature of the catalyst installed in the exhaust pipe does not go up from starting between grades for 1 minute, sufficient cleaning effect is not acquired. Therefore, it is important in an engine system also including a catalyst that unburnt [which is discharged from an engine as shown in drawing 13 / HC] is reduced.

[0029] The fuel spray used for the injection engine in a tumble guide type cylinder of this example is explained. Spraying injected from the swirl type fuel injection valve used for the injection engine in a cylinder turns into hollow spraying. The property of this spraying is that a spraying configuration changes with the pressures of the combustion chamber to inject. For example, in injecting an inhalation-of-air line to inside, the pressure of a combustion chamber is atmospheric pressure or a pressure lower than it. Spraying then injected from the fuel injection valve is diffused in the whole combustion chamber in the comparatively big spray angle. On the other hand, in injecting in the second half of a compression stroke, the pressure of a combustion chamber has become more than atmospheric pressure. The pressures at that time are 0.5MPa(s), for example, although it is changing every moment. When it injects in an ambient atmosphere, a spray angle becomes small and spraying becomes a compact configuration.

[0030] The spray angle of the fuel spray and the relation between a penetration and the ambient pressure force which are injected from the swirl type spraying injection valve currently used for drawing 14 by this example are shown. In the injection engine in a cylinder, the property of the fuel spray injected in order that the pressure of a combustion chamber may change also changes with ambient pressure force. A penetration becomes short according to the increment in the ambient pressure force. Moreover, since spray penetration and atomization level change also with fuel pressure, a penetration changes. Since the distance from a fuel injection valve to an ignition plug was 40mm in the case of the engine used by examination of this example, ambient pressure force is 0.5MPa(s). The fuel pressure from which a penetration is set to 40mm or more serves as a requirement. Therefore, it is thought as a reason whose starting was not completed in fuel pressure 2MPa shown by drawing 9 that a penetration is insufficient. On the other hand, a spray angle also becomes small according to the ambient pressure force. As for the fuel spray whose spray angle in the atmospheric pressure force (0.1MPa) is 75 degrees, the ambient pressure force becomes 65 degrees by 0.5MPa(s). The fuel spray by which this is injected from a swirl type injector is a hollow spraying configuration fundamentally, and when the ambient pressure force becomes large, it is for the part of the shape of an umbrella of spraying to become small inside. With the engine examined by this example, since it is 36 degrees whenever [champing-angle / of a fuel injection valve], an upper limit angle becomes 0 times with 72 spray angles. Therefore, if the ambient pressure force increases, an upper limit angle is also small and it will change to a minus side. Since the spraying upper limit angle under pressurization is 0 – +2 times as conditions for carrying out stratification starting as drawing 8 showed, it is ambient pressure force 0.5MPa. Spraying to which a spray angle turns into 72 – 76 degrees must be selected. This will become the spray angle of about 80 – 84 degrees under an atmospheric pressure, and the range which is compatible on an engine design and spraying selection will become narrow. The fuel spray in which a spray angle is not influenced is needed for the ambient pressure force from this.

[0031] The mimetic diagram of deviation spraying is shown in drawing 15 (a). Deviation spraying is what changed the nozzle dimensions of a fuel injection valve and made flow rate

distribution of the fuel spray the ununiformity, and, as a result, not bilateral symmetry but the spraying die length on either side differs [the spraying configuration]. Moreover, the injection direction also leans from the shaft orientations of a fuel injection valve. Spraying of the direction which is deflecting such spraying has the quick rate of flow, and spraying of the opposite side has the description that a rate is slow. Therefore, the spray angle X1 of the side currently deflected does not change a lot as compared with the spray angle X2 of the opposite side. Although the spray angle theta is changing with ambient pressure force as shown in drawing 15 (b), the spray angle X1 of the side currently deflected is hardly changing. Whenever it turns this in the direction of an ignition plug and installs in an engine, an upper limit angle can be made into 0 – +2 times, without influencing the ambient pressure force.

[0032] Next, the control approach of stratification starting of this invention is shown. With the injection engine in a cylinder, in order to inject a direct fuel to a combustion chamber, while the exhaust valve is open, it cannot inject. Therefore, it must inject by distinguishing the gas column in inhalation of air – a compression stroke. Since a gas column cannot be distinguished until it rotates an engine with a starter at the time of engine starting, if possible, gas column distinction is performed early after an engine's rotating, and if fuel injection is not started, startability will worsen. The timing diagram of stratification starting control is shown in drawing 16 . An engine begins to rotate because a starter starts, and the signal from the cam angle sensor attached in the sensor or the cam shaft whenever [crank angle / which was attached in the crankshaft] is inputted into a control unit. A sensor and the 4-cylinder engine which one gear tooth, two gear teeth, three gear teeth, and four gear teeth attach to the cam shaft are explained to an example whenever [crank angle / which the gear tooth is attached to the crankshaft every 10 degrees here and has one gear-tooth chip every 90 degrees]. although the gear-tooth chip part of a sensor output (inside POS of drawing) is adjusted to the top dead center location of a certain gas column whenever [crank angle] -- so much -- coming out -- gas column distinction cannot be performed. Then, the number of teeth of a CAM signal when a gear-tooth chip comes to POS is detected using the cam angle sensor output (inside CAM of drawing) attached in the cam shaft, and the next top dead center distinguishes of which gas column it is a compression top dead center with the number of teeth. The number of teeth of a sensor of the stage to carry out gas column distinction is the 9th piece whenever [crank angle], and since a compression stroke is middle exactly, it fully does at fuel injection timing for carrying out stratification starting. Drawing 16 explains. The gear-tooth chip of the POS sensor by which it came to the beginning supports the top dead center of a No. 4 gas column in fact after engine rotation initiation. The number of teeth of a CAM sensor is detected synchronizing with it, and if a number of teeth is two pieces and the next top dead centers are the compression top dead center of a No. 2 gas column, and one piece, the next top dead center is judged to be the compression top dead center of a No. 1 gas column. Actual fuel injection timing is delay period ΔT_{inj} from a gas column distinction signal. Becoming, injection pulse width serves as T_i . Moreover, an ignition signal is also time delay ΔT_{ign} from a gas column distinction signal. It becomes. The point of this example is making it burn certainly from the injection initiation of the 1st shot by starting starting control, and not taking out unburnt [HC] after gas column distinction.

[0033] The flow chart of stratification starting control is shown in drawing 17 . If a key switch is turned on and a key is further turned to a starter starting location, a starter will start and an engine will start cranking. Gas column distinction is performed using a sensor and a cam angle sensor whenever [crank angle / which is inputted by engine rotation]. It is determined from

which gas column injection is started at this time. Next, a rotational frequency and fuel pressure are detected and injection / ignition timing, and fuel oil consumption are determined. As for fuel oil consumption, the air-fuel ratio in [whole] a cylinder is determined that it will become about 25. Injection and ignition are performed based on the result of having carried out gas column distinction, and it judges whether the engine speed became more than the predetermined rotational frequency. When an engine speed is still low, a return engine speed and fuel pressure are again detected to block 10, and injection/ignition timing is reset up appropriately, and is performed. If an engine speed fully goes up and is returned to the location of a starter starting location to ON of a key, a starter will stop and starting control will be ended.

[0034] Next, another example of this invention is shown. Change of the air content in a cylinder immediately after starting, fuel quantity, and an air-fuel ratio is shown in drawing 18 . At the time of engine starting, air is full beforehand in the inhalation of air within the pipe one of the downstream, and a cylinder from the throttle valve. If a piston begins to move by starting of a starter, the air the inside of a cylinder and within inhalation of air is consumed by the engine, and decreases like 61. However, since the throttle valve is in the close-by-pass-bulb-completely condition mostly during starter starting, without being operated, new mind is not inhaled but the air content in a cylinder decreases. If the air content inhaled in the cylinder is measured or presumed and the air-fuel ratio at the time of stratification starting is controlled to 25 regularly, supply fuel quantity will decrease like 62, torque required for engine starting, i.e., the pressure at the time of first **, will fall, and starting will become impossible. Although this is because it is based on the control which makes an air-fuel ratio regularly, it must supply only the fuel which raises engine rotation at the time of starting, and must control a fuel quantity initiative mold. Since the range of the air-fuel ratio which can be put into operation is as wide as 20-30, if fuel quantity required for starting is supplied like 63, it is not necessary to control an air-fuel ratio by stratification starting of this invention to a precision. Then, a means to open an EGR valve and to make air flow back from an exhaust pipe to an inlet pipe as an approach of supplying air other than the air measured by the throttle valve to an engine, and maintaining an air-fuel ratio within possible limits is used. This is consuming the air the inside of a cylinder, and within inhalation of air, and exhaust gas flows back easily to an inlet pipe only by negative pressure having occurred in a cylinder and opening an EGR valve. Stratification starting was carried out and also the exhaust gas which flows from an EGR valve is under cranking or a thing containing many oxygen of a gas column, and even if it supplies an inlet pipe again, it is reusable to combustion. According to this example, a complement is supplied to the fuel amount of supply at the time of starting rotating an engine, and an air content is supplied also including an inlet pipe, and a part for cylinder fullness and the part which has flowed back from the EGR valve. If total, it becomes 20 to about 30, but since the combustible gas mixture is formed around the ignition plug, ignitionability is secured and the air-fuel ratio at this time can be put into operation. If air does not flow back from an EGR valve, the air content in a cylinder decreases like 64, and an air-fuel ratio will become small like 65, and will exceed the range which can be stratification put into operation.

[0035] The situation of the change of state at the time of the EGR valve control of the 2nd example is shown in drawing 19 . Although an engine can be put into operation by stratification starting during starter starting, a throttle valve cannot perform control which enlarges throttle opening for overrun prevention during starter starting. In drawing 18 , throttle opening is fixed

4 times during starter starting. Although this kind is the center valve position of the spring of an electronic formula throttle and it is necessary to move it by the motor for making it greatly or smaller than this, the drive current to a motor is not outputted during starter starting. So, in this example, an EGR valve is wide opened to near the full open similarly to starter starting, and the air which contained many oxygen from the exhaust pipe to the inlet pipe is supplied. Thereby, the air content in a cylinder can maintain an air-fuel ratio within limits which can be stratification put into operation, without decreasing. After engine starting, since starting of a starter stops and a throttle valve also becomes controllable after an engine speed becomes beyond a predetermined value, an EGR valve is returned to a close by-pass bulb completely, and air content control shifts to a throttle.

[0036] The 3rd example of this invention is shown in drawing 20. The engine system of drawing 1 is equipped with the adjustable bulb 40. The adjustable bulb 40 controls the closing motion timing of an intake valve, and shows an example of the configuration to drawing 21 (a). The relative position of a cam shaft 41 and a sprocket 43 will change by forming a helical gear 44 between a cam shaft 41 and the sprocket 43 driven by the belt 42, and moving a helical gear 44 with oil pressure etc., and the closing motion stage of an intake valve will change forward and backward like drawing 22 (b). Only a closing motion stage changes without the cam crest which carries out the lift of the intake valve changing. The phase change width of face is 60 degrees in whenever [crank angle]. As long as it makes the clausilium stage of an intake valve adjustable, the adjustable bulb of a configuration different from this is sufficient.

[0037] For the improvement in fuel consumption, during a car halt of the waiting for a signal etc., it is effective to suspend an engine, therefore the engine count of starting is increasing. Moreover, the compression ratio benefits engine high-performance-izing large in recent years, the engine compression load at the time of starting was increasing in such an engine, the starter was enlarged, and power consumption has also increased. Reducing a starting load and lowering power consumption is leading also to the improvement in fuel consumption, and it is important.

[0038] The method of delaying the clausilium stage of an intake valve till the first half of a compression stroke, and reducing an actual compression ratio with an adjustable valve mechanism, as an approach of reducing the engine compression load at the time of starting, is learned. However, if a compression ratio is reduced, it will lead to the fall of a compression pressure, and the fall of compression temperature, the ignitionability of gaseous mixture will get worse, and it will become causes, such as a flame failure. At this example, even if it reduces a compression ratio by the adjustable bulb, by starting by stratification combustion, without spoiling the ignitionability of gaseous mixture, there is also no aggravation of exhaust gas and it can start.

[0039] The effectiveness of the 3rd example is shown in drawing 22. An axis of abscissa is the clausilium stage of an intake valve, and shows whenever [after a bottom dead point / crank angle]. An axis of ordinate is a maximum pressure at the time of compression, and the highest compression pressure is declining as the clausilium stage of an intake valve becomes late. Therefore, if it can start by as low the compression pressure as possible, the load which a starter makes rotate an engine will decrease and power consumption will also decline. By the dotted line, a continuous line shows stratification starting of this invention for the result in the conventional homogeneity starting. Although the round mark expresses the experimenting point of having set up the clausilium stage of an intake valve and is experimenting in it by the same setup also as homogeneity starting and stratification starting, it shifts and shows the

point on the display of a graph. O Mean that starting was able to do the mark and mean that starting was not able to do - mark. Although the intake valve clausilium stage has started at 60 degrees behind the bottom dead point by homogeneity starting, starting was not completed at 80 degrees. On the other hand, in stratification starting of this invention, starting of an intake valve clausilium stage was completed to 80 degrees, and it was not able to start at 95 degrees. Therefore, even if it delays the clausilium stage of an intake valve and reduces a compression pressure by the adjustable bulb, ignitionability can be secured by carrying out stratification starting, and it is 1.8 to 1.35kW about power consumption. It was able to fall. When the count of restart increases this for an idle stop etc., big effectiveness is in power consumption reduction and the improvement in fuel consumption. Stratification starting of this invention is applicable also to the high Brit vehicle which combined the engine shown in drawing 23 , and the motor generator. Yes, the motor generator connected to the crankshaft can be substituted for the starter for engine starting in a Brit vehicle. Since improvement measures in fuel consumption, such as an idle stop, are frequently used by the high Brit vehicle as furthermore mentioned above, big effectiveness is in fuel consumption reduction and exhaust gas reduction by adopting stratification starting of this invention.

[0040]

[Effect of the Invention] By the starting approach of the injection engine in a cylinder of this invention, it can prevent that a fuel adheres to a piston or a cylinder wall by starting by stratification combustion, and has the outstanding effectiveness which can reduce sharply HC discharged immediately after starting.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.**** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] The engine system chart for carrying out this invention.

[Drawing 2] The perspective view showing the engine configuration of the 1st example of this invention.

[Drawing 3] The side elevation showing typically the mixed temper cloth of the combustion chamber at the time of stratification operation.

[Drawing 4] The side elevation showing typically the physical relationship of the fuel spray injected from the ignition plug and fuel injection valve of a combustion chamber.

[Drawing 5] The explanatory view of the spray-angle measuring method of the fuel spray used

by this example.

[Drawing 6] The experimental result which shows the relation between a spraying upper limit angle and an engine performance.

[Drawing 7] The side elevation showing typically the mixed gaseous state voice of the combustion chamber at the time of starting.

[Drawing 8] The experimental result which shows the spraying upper limit angle at the time of stratification starting, and the relation of an engine performance.

[Drawing 9] Drawing showing the fuel pressure at the time of starting, and the relation of startability.

[Drawing 10] the gaseous mixture of the combustion chamber at the time of starting -- the result of having carried out the simulation analysis of the behavior.

[Drawing 11] Drawing showing the cylinder internal pressure and the heat rate at the time of starting.

[Drawing 12] The related Fig. of the timing diagram of the starter at the time of starting, fuel pressure, and an engine speed, and an engine speed, and injection/ignition timing.

[Drawing 13] The comparison Fig. of HC discharge property in stratification starting and homogeneity starting of this invention.

[Drawing 14] Drawing showing the mist generating characteristics of a swirl type spraying injection valve.

[Drawing 15] Drawing showing the mist generating characteristics of deviation spraying.

[Drawing 16] The timing diagram of stratification starting control.

[Drawing 17] The flow chart of stratification starting control.

[Drawing 18] The explanatory view of the 2nd example of this invention.

[Drawing 19] The explanatory view of the EGR valve-control condition in the 2nd example.

[Drawing 20] The engine system chart of the 3rd example of this invention.

[Drawing 21] The block diagram of the adjustable bulb used in the 3rd example.

[Drawing 22] The experimental result of the 3rd example.

[Drawing 23] The system chart of the high Brit vehicle which can apply this invention.

[Description of Notations]

1 [-- Engine head,] -- The injection engine in a cylinder, 2 -- A connecting rod, 3 -- A piston, 4 5 [-- A fuel injection valve, 9 / -- Ignition plug,] -- A combustion chamber, 6 -- An intake valve, 7 -- An exhaust air bulb, 8 10 [-- Feed pump,] -- An air content sensor, 11 -- An electronic throttle, 12 -- A fuel tank, 13 14 [-- Air-fuel ratio sensor,] -- A fuel pump, 15 -- A three way component catalyst, 16 -- A catalyst, 17 18 -- An exhaust air temperature sensor, 19 -- O₂ A sensor, 20 -- EGR piping, 21 -- EGR valve, 22 -- A control unit, 23 -- A change gear control section, 24 -- Engine control section, 25 -- A throttle control section, 26 -- An injector drive circuit, 27 -- Air flow generation equipment, 30 [-- The fuel spray, 40 / -- An adjustable valve mechanism, 41 / -- A cam shaft, 42 / -- A timing belt, 43 / -- A sprocket, 44 / -- Helical gear.] -- A suction-port diaphragm, 31 -- A shaft, 32 -- A notching plate, 35

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号
特開2001-271688
(P2001-271688A)

(43) 公開日 平成13年10月5日 (2001.10.5)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テ-マ-ト* (参考)	
F 0 2 D 41/06	3 3 5	F 0 2 D 41/06	3 3 5 Z	3 G 0 2 3
	3 2 0		3 2 0	3 G 0 8 4
B 6 0 K 6/02		F 0 2 B 17/00	F	3 G 0 9 2
F 0 2 B 17/00		23/10	D	3 G 0 9 3
23/10		F 0 2 D 13/02	J	3 G 3 0 1
審査請求 未請求 請求項の数 7 O L (全 15 頁) 最終頁に続く				

(21) 出願番号 特願2000-90692(P2000-90692)

(22) 出願日 平成12年3月27日 (2000.3.27)

(71) 出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72) 発明者 白石 拓也

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株式会社日立製作所日立研究所内

(72) 発明者 野木 利治

茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株式会社日立製作所日立研究所内

(74) 代理人 100075096

弁理士 作田 康夫

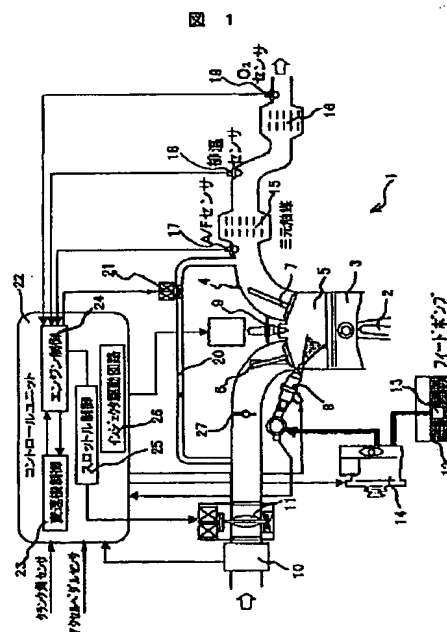
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 筒内噴射エンジンの始動方法

(57) 【要約】 (修正有)

【課題】 エンジンが十分に暖気されていない状態で均質燃焼させると未燃焼の燃料成分HC (ハイドロカーボン) が多量に排出される。これはシリンダ壁面温度が低く、気化しない燃料がシリンダ壁面やピストン壁面に付着しているためである。したがって、始動時に燃料がシリンダ壁面に付着しないような噴射方法が必要である。本発明の目的は、始動性を確保しつつ、排気ガスをクリーン化できる筒内噴射エンジンの始動方法を提供する。

【解決手段】 空気が吸入される燃焼室5と燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁8とピストン3とで構成された筒内噴射エンジン1において、スタータを備え、スタータが起動中に圧縮行程に燃料を噴射する。これにより成層燃焼で始動することが出来る。また、燃料圧力を2~4 MPa ないし6 MPa 以上にする。これにより点火プラグ9周辺に可燃混合気を集め、着火性を確保することが出来る。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、
前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンの始動方法において、
前記エンジンは始動するためのスタータを備え、前記エ
ンジンを始動するために前記スタータが起動中に圧縮行
程に燃料を噴射すること、を特徴とする筒内噴射エン
ジンの始動方法。

【請求項2】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、
前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンの始動方法において、
前記エンジンは始動するためのスタータを備え、前記エ
ンジンを始動するために前記スタータが起動中に圧縮行
程に燃料を噴射するとともに、燃料圧力を2～4MPa
ないし、6MPa以上にする、を特徴とする筒内噴
射エンジンの始動方法。

【請求項3】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、
前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンの始動方法において、
前記エンジンは始動するためのスタータと、
気筒の上死点位置を検出する検出手段とを備え、前記エ
ンジンを始動するために前記スタータが起動し、圧縮行
程にある気筒を判定した後に、当該気筒に圧縮行程に燃
料を噴射すること、を特徴とする筒内噴射エンジンの始
動方法。

【請求項4】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、
前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンの始動方法において、
前記エンジンは始動するためのスタータと、
排気管と吸気管を連結するEGR配管およびEGR弁を
備え、前記エンジンを始動するために前記スタータが起
動中にEGR弁を開放するとともに、圧縮行程に燃料を
噴射すること、を特徴とする筒内噴射エンジンの始動方
法。

【請求項5】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、
前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンの始動方法において、
前記エンジンは始動するためのスタータと、
吸気バルブの開閉時期を制御する可変バルブ機構を備
え、前記エンジンを始動するために前記スタータが起動
中に吸気バルブの開弁タイミングを最遅角位置に制御す
るとともに、圧縮行程に燃料を噴射すること、を特徴と
する筒内噴射エンジンの始動方法。

【請求項6】 空気が吸入される燃焼室と、
前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と、

前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された
筒内噴射エンジンが、

噴霧形状が偏向噴霧となるような燃料噴射弁を使用し、
請求項1から5に記載の制御方法でエンジンを始動する
こと、を特徴とする筒内噴射エンジンの始動方法。

【請求項7】 請求項1から6に記載の筒内噴射エンジン
が、
モータ発電機と組み合わされたハイブリット車に搭載さ
れ、

10 前記スタータの代わりにモータ発電機でエンジンを始動
すること、を特徴とする筒内噴射エンジンの始動方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明はエンジンの燃焼室に
燃料を直接噴射する筒内噴射エンジンに関するものでは
ある。

【0002】

【従来の技術】 筒内噴射エンジンにおいては、排気バル
ブが開弁している時に燃料を噴射することは出来ないの
で、吸気行程から圧縮行程の間に燃料を噴射する。吸気
バルブが開弁している時に噴射する吸気行程噴射ではシ
リンダ内で空気と燃料がほぼ均質に混合して均質混合気
を形成する。一般に、この均質混合気を点火プラグによ
り点火し、燃焼させることを均質燃焼と呼んでいる。

【0003】 一方、筒内噴射エンジンは、ある運転条件
では圧縮行程中に燃料を噴射して点火プラグ近傍に濃い
混合気を存在させて、確実な点火性能を確保してその周
囲は希薄な混合気とする成層混合気を形成する。この燃
焼形態は成層燃焼と呼ばれている。

30 【0004】 均質燃焼と成層燃焼を切り替えて運転する
ことは公知である。その切り替え条件で重要な因子の1
つがエンジン水温である。エンジン水温が約80℃程
度、いわゆるエンジン暖気後に成層燃焼での運転が許可
される。したがって、エンジンの始動時を含めたエン
ジン水温が低い条件では均質燃焼での運転が行われてい
る。しかしながら、筒内噴射エンジンから排出される排
気ガスは排気管途中に設けられた触媒によって浄化され
排出されるが、エンジン始動後から数分間は触媒温度が
十分に上がっていないために、その浄化性能が低く排気
ガス中の有害成分がそのまま排出されてしまう。また、
40 始動時においてはシリンダ壁面や周囲空気の温度が低い
ために燃料の気化が悪い。そのため着火性が悪く、燃焼
状態が悪化したり、着火しなかったりする傾向がある。
着火性を良くするために必要量の4～5倍の燃料を噴射
して、気化燃料量を増加させ始動している。しかしなが
ら、この方法では始動時の燃焼に寄与しなかった燃料は
排気バルブから排出され、まだ温度の上昇していない触
媒を素通りして浄化されることなく大気に排出されてし
まう。近年、欧米の排気規制が強化されており、このよ
うな始動時に排出される排気ガスをクリーン化すること

が必須となっている。

【0005】そこで燃料の気化を促進するための技術として、特開平9-79066号には始動時において水温および燃圧に応じて燃料噴射時期を補正すると記載してある。これによるとエンジン水温が低い時には噴射タイミングを吸気行程として燃料の気化時間を稼いでいる。さらに、特開平10-176574号には、始動時に水温および燃圧が所定値以下の時には吸気管に設置したサブインジェクタから噴射すると記載している。これによると吸気管に燃料を噴射することで燃焼室までの距離を長くして気化時間を稼いでいる。これらの方法ではシリンダ内に形成される混合気は均質混合気で、したがって燃焼形態も均質燃焼である。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、エンジンが十分に暖気されていない状態で均質燃焼させると未燃焼の燃料成分、いわゆるHC（ヒドロカーボン）が多量に排出される傾向にある。これはシリンダ壁面温度が低く、気化しない燃料はシリンダ壁面やピストン壁面に付着しているためである。したがって、始動時に燃料がシリンダ壁面に付着しないような噴射方法が必要である。本発明の目的は、始動性を確保しつつ、排気ガスをクリーン化できる筒内噴射エンジンの始動方法を提供することである。

【0007】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するために、第1に、空気が吸入される燃焼室と前記燃焼室に直接燃料を噴射する燃料噴射弁と前記燃焼室の容積を変化させるピストンとで構成された筒内噴射エンジンの始動方法において、前記エンジンを始動するためのスタータを備え、前記エンジンを始動するために前記スタータが起動中に圧縮行程に燃料を噴射する。

【0008】第2に、前記エンジンを始動するために前記スタータが起動中に圧縮行程に燃料を噴射するとともに、燃料圧力を2〜4MPaないし6MPa以上にする。

【0009】第3に、前記エンジンは始動するためのスタータと、気筒の上死点位置を検出する検出手段とを備え、前記エンジンを始動するために前記スタータが起動し、圧縮行程にある気筒を判定した後に、当該気筒に圧縮行程に燃料を噴射する。

【0010】第4に、前記エンジンは始動するためのスタータと、排気管と吸気管を連結するEGR配管およびEGR弁を備え、前記エンジンを始動するために前記スタータが起動中にEGR弁を開放するとともに、圧縮行程に燃料を噴射する。

【0011】

【発明の実施の形態】本発明の実施例を図面に基いて説明する。

【0012】図1は本発明を実施する筒内噴射エンジン

の構成図である。図1に示すエンジン1は図示しないクランク機構を備え、そのクランク機構に連結されたコンロッド2はピストン3の往復運動を回転運動に変換する働きをする。エンジンヘッド4によって燃焼室5が形成されている。その燃焼室5はエンジンヘッド4に装着されている吸気バルブ6、排気バルブ7および燃料噴射弁8、点火プラグ9によって密閉される。エンジン1はピストン3の往復動作によって、燃焼に必要な空気を燃焼室5に吸入する。エンジン1に吸入される空気は図示しないエアクリーナで空気中に含まれる埃やごみが除去され、空気量センサ10で吸入空気量が計測される。吸入空気量はスロットル弁11によって調整される。ここではスロットル弁11をアクセルペダルの操作量に基づいて電子的に動作させる電子制御スロットル弁としているが、ワイヤで操作する機械式スロットル弁であっても構わない。エンジン1に供給される燃料は、燃料タンク12内に設置されているフィードポンプ13または燃料ポンプ14により加圧され、燃料噴射弁8により燃焼室5に直接噴射される。燃焼室5内で空気と燃料が混合し点火プラグ9により燃焼が行われる。排気ガスは排気バルブ7より排出され、排気管に設置された三元触媒15、Nox触媒16を通過して排出される。エンジン1を制御するコントロールユニット22は、各種のセンサからの信号を基にエンジン1の運転状態を検出し、その検出結果に基づいてエンジン1に装着されている電子スロットル11、燃料ポンプ14、燃料噴射弁8、点火プラグ9、EGR弁20を制御する。

【0013】エンジン1を搭載した車両の運転者によって操作されたアクセルペダルの操作量は図示しないアクセルペダルセンサによって検出され、コントロールユニット22に入力される。コントロールユニット22には各種のセンサからの信号（例えば、エンジン回転数、吸気圧力、吸気温度、水温、アクセル操作量、吸入空気量など）が入力される。その他の入力信号としては、例えば図示しないクランクシャフトに装着されたクランク角度センサからの信号、排気管内に取り付けられた空燃比センサ17からの信号、排気ガスの温度を検出する温度センサ18からの信号などがある。コントロールユニット22は変速機制御部23、エンジン制御部24、スロットル制御部25、インジェクタ駆動回路26などから構成されている。EGR弁21は排気管から吸気管に排気ガスを還流させるためのもので、EGR配管20に設置されている。

【0014】図2に本発明のエンジン構成図を示す。図2は本実施例の筒内噴射エンジンの透視図である。主な構成部品は燃焼室5内に空気流動を発生させる空気流動生成装置として切り欠き弁32、シャフト31、仕切板30と、燃焼室5内に燃料を噴射する燃料噴射弁8と、十分なタンブル流動が得られるような頂面形状をしたピストン3である。燃焼室5の上部、すなわちピストン3

と対向する側に2つの吸気バルブ6と2つの排気バルブ7および点火プラグ9、燃料噴射弁8が取り付けられている。それらによって形成された燃焼室5はピストン3の往復運動により、その容積が変化する。吸気バルブ6が開いた状態でピストン3が下降運動すると吸気ポートから空気が吸入される。燃焼室5に吸入された空気量は図示しない空気量センサで計測されて、その値を基にして燃料噴射弁8から噴射される燃料量が決定される。空気を吸入するための吸気バルブ6は吸入空気量を多くする目的から2つ備えている。吸気ポートは2つの吸気バルブ6に繋がる流路を形成する。燃料噴射弁8はこの流路の間、すなわち2つの吸気バルブ6の間に取り付けられる。燃料噴射弁8はその中心軸がピストンピン軸またはクランクシャフト軸に直行するように取り付けられる。燃焼室5の上部に取り付けられた点火プラグ9の周囲に燃料35が集まり易いように、燃料噴射弁8の中心軸は点火プラグ9の下部に向かって傾斜している。このように取り付けることで、吸気行程噴射では燃焼室5内に燃料35を広く分散させることが出来るとともに、圧縮行程後半の噴射では噴霧35を点火プラグ9方向に集め易く出来る。燃焼室5内に生成されたタンブル流はピストン3上に空気流の層と成り、空気の壁を作る。この空気流により燃料噴霧35は点火プラグ9方向に搬送される。さらに空気の壁にガイドされているので、ピストン頂面に燃料噴霧35が付着するのを防止する。この方式をタンブルガイド式と呼ぶ。燃料噴霧35は点火プラグ9のプラグギャップ周辺に到達しやすいうに噴霧形状、噴射方向が設定される。

【0015】図3は図1に記載した筒内噴射エンジンの成層運転時の燃焼室内の混合気分布を模式的に示したものである。60 km/h一定（エンジン回転数約2000 rpm）で走行している状況を仮定する。吸気ポート内に設置されたタンブル生成装置は切り欠き弁32、シャフト31、仕切板30で構成されている。切り欠き弁32が閉じている場合には、吸気行程中の吸入空気のはほとんどは仕切板30の上側を通り燃焼室に流入する。その結果、燃焼室5内にはタンブル空気流動33が形成される。吸気バルブ6が開いている吸気行程中に流入した空気は燃料噴射弁8から遠い側、すなわち排気バルブ7側の燃焼室壁面に沿って流れる。ピストン3の頂面は空気流動33がスムーズに流れるように円弧状になっており、さらに拡散防止のための溝が設けられている。このような構成にすることにより、ピストン頂面上には空気層が形成され、燃料付着を防止できる。さらに空気流動33は燃料噴射弁8方向に吹き上がり、燃料噴射弁8の取付け側の燃焼室壁面、さらに燃焼室5の上部壁、すなわち天井壁に沿って流れ旋回流を形成する。燃料噴霧35aはこの旋回流33によって点火プラグ方向に搬送される。その結果、燃料噴霧35bはピストン3の位置に関係無く、すなわちエンジン回転数に関係無く、点火プラグ9のプラグギャップに到達することができる。その関係は燃料噴射位置からプラグギャップまでの距離と噴霧速度のみで決定されるので、高回転領域（3200 rpm）まで成層運転が可能となる。本実施例で用いているタンブル空気流動33は、吸気バルブ6から流入した後、一旦燃焼室5内の排気バルブ7側の燃焼室壁面まで到達し、ピストン頂面形状に沿って吸気側に戻ってくる流れである。そのため吸気バルブ6の間に取り付けられた燃料噴射弁8から噴射された燃料噴霧35aはその流れに乗って最短距離で点火プラグ9に到達する。もし、燃料噴射弁8が排気バルブ7側にあった場合には、燃料噴霧35aはピストン頂面に沿って吸気バルブ6側まで流れ、点火プラグ9に到達することになるので、噴射してから点火プラグ9までに到達する時間は長くなってしまふ。さらにピストン頂面上に燃料が付着する可能性があり好ましくない。

【0016】本実施例のタンブルガイド式筒内噴射エンジンを用いた実験では、回転数1400rpm、図示平均有効圧力 P_i 320 kPaの運転条件において、安定して運転できる噴射時期と点火時期はそれぞれ70 degBTDC、35 degBTDCである。この時の噴射から点火までの時間は約3 msecである。回転数3200 rpm、図示平均有効圧力 P_i 350 kPaの運転条件では、それぞれ90 degBTDC、30 degBTDCである。この時の噴射から点火までの時間は約3.12 msecである。従って本実施例のタンブルガイド式筒内噴射エンジンではエンジン回転数によらず噴射から点火までの時間は概ね約3 msec前後である。

【0017】図4は発明者が図3の成層燃焼を成立させるための条件、すなわち燃料噴射弁配置、点火プラグ位置、噴霧形状を実験的にまとめる上での考え方を示したものであり、燃焼室5内の点火プラグ9と燃料噴射弁8から噴射された燃料噴霧35の位置関係を模式的に示したものである。燃料噴霧35は周囲雰囲気が大気圧の時の噴霧形状であり、35pは0.6 MPaの時の噴霧形状である。吸気行程や圧縮行程の前半は燃焼室5内の圧力は大气圧程度であるので燃料噴霧は35のようになる。圧縮行程後半では、燃焼室5はピストン3の上昇によりその容積が小さくなり圧力が高くなる。噴射時期により雰囲気圧力は0.1から1.0 MPa程度まで変化するが、噴霧形状を特定するために0.6 MPaの時の噴霧形状で整理している。大気圧下での燃料噴霧35の噴霧角度は $X_1 + X_2$ で、加圧下での燃料噴霧35pの噴霧角度は $Y_1 + Y_2$ で表す。噴霧角度の測定方法を図5に示す。燃料噴射弁8のノズル先端Aとそこから25 mm下の位置での噴霧外形点で三角形を作り、その角度を噴霧角度とする。燃料噴霧35の場合は点B-A-Eを結んでできた角度であり、35pの場合は点C-A-Dを結んでできた角度である。

【0018】図4において、燃料噴射弁8は水平面に対

50

して角度Aでエンジンに取り付けられている。角度Aを取付角度と呼ぶ。吸気バルブ6を含む燃焼室上壁は水平線に対して角度Bの位置にあり、点火プラグ9のプラグギャップは水平線に対して角度Cの位置にある。本発明のタンブルガイド式では成層運転をするために、燃料噴霧が点火プラグ9のプラグギャップ周辺に到達することが重要である。また、HC低減のために燃焼室上壁に燃*

$$\text{上端角 } J = (X1 - A) - C$$

式(1)は大気圧下での上端角を表して、加圧下での上端角J'は次式で定義する。 ※10

$$\text{上端角 } J' = (Y1 - A) - C$$

上端角は噴霧角度、燃料噴射弁の取り付け角度とプラグギャップ位置で表されるので、特定のエンジンだけではなく多様なエンジンに対して一般的に使用できる。

【0021】図6に上端角とエンジン性能の関係を実験的に求めた結果を示す。横軸は加圧下の上端角J'で、左側の縦軸は燃焼変動率Cp i、右側の縦軸はHC(ハイドロカーボン)の排出濃度を表している。Cp iは100から1000サイクル程度の平均燃焼圧力からの変動を表しており、数値が小さいほど燃焼安定性が良いことを表している。上端角0度は噴霧外形位置が点火プラグギャップ位置と同じ位置にあることを表している。それより小さい場合は噴霧外形位置がプラグギャップに到達していないことを表しており、燃焼変動率Cp iは大きくなっていく。上端角が-2(deg)以上でCp iの許容範囲以下となる。上端角-2(deg)では噴霧がプラグギャップに届いていないが、本実施例の場合はタンブル空気流動の作用で噴霧がプラグギャップ方向に噴き上がるので、実際には噴霧はプラグギャップに到達している。一方、HC濃度は低い方がよい。上端角が大きいと噴霧外形位置が燃焼室上壁に届いてしまい燃料が付着し、HC排出濃度が多くなってしまう。図6では上端角が+2(deg)以上でHC濃度が上昇しており、燃料が燃焼室上壁に付着していることが判る。上端角の定義には燃焼室上壁位置を表す角度Bが入っていないが、HCの排出挙動で上端角の上限値を推定できる。したがって、加圧下上端角が-2から+2(deg)の範囲で燃焼変動率Cp iとHC排出濃度を両立できる。

【0022】図7(a)は図1に記載した筒内噴射エンジンの始動時の燃焼室内の混合気状態を模式的に示したものである。始動時のエンジン回転数は約200rpmである。従来技術に記載した均質燃焼法で始動する場合は、図7(b)に示すようにシリンダ5内には均質に混合した混合気36と液体のまま残ってシリンダ壁面やピストン壁面に付着しているものがある。この壁面付着燃料37は未燃HC排出の要因になっている。本発明のポイントは燃料が壁面に付着することを防止するために、始動時においても成層燃焼させることにある。始動時のエンジン回転数は約200rpmと低いために燃焼室5内に生成される空気流動33は弱く、燃料噴霧35を点火

*料が付着することを防止することも重要である。したがって、点火プラグ9側の噴霧外形位置をプラグギャップに対する角度で表すと分かり易い、プラグギャップ位置を表す角度Cと噴霧外形位置を表す角度(X1-A)を用いて次式で定義する角度を上端角Jと呼ぶ。 【0019】

$$(1)$$

※【0020】

$$(2)$$

プラグ9方向に搬送することが出来ない。そのため加圧下の噴霧上端角が0〜2度では燃料噴霧35が点火プラグ9のギャップに届かずに着火しにくくなる。したがって、始動時に成層燃焼させるためには加圧下の噴霧上端角が0〜+2度の範囲にあるような噴霧を選定する必要がある。

【0023】図8に始動時に成層燃焼を成立させるための条件を示す。始動時はエンジン回転数が低く、タンブルガイド燃焼に必要な空気流動が生成されにくい。つまり、空気流動で噴霧を点火プラグ方向に押し上げる作用が弱い。噴霧上端角が0度以下では噴霧がプラグギャップに届かずに燃焼変動率が悪化している。また、失火によってHCも同時に増加している。したがって、圧縮行程後半の噴射時期においても噴霧が点火プラグに到達し易いように加圧下の噴霧上端角を0〜+2度程度に設定することが望ましい。

【0024】図9に始動時に燃料圧力と始動性の関係を示す。始動時の燃料圧力を1〜7MPaまで変化させてエンジンが初爆した時の最高燃焼圧力を計測した結果である。初爆時の最高圧力が1.5MPaを超えると継続して燃焼が進行することがわかった。これは燃焼室内で十分に燃焼反応が起き、エンジントルクに変換されたためである。したがって、1.5MPaを初爆判定の基準とすると、燃料圧力が2MPa以下では燃焼圧力が約1.0MPa程度で十分に燃焼していない。燃料圧力が3MPaでは燃焼圧力が2.0MPa以上の圧力が安定して発生しており始動が成功している。燃料圧力が5MPaでは再び燃焼圧力が1.5MPa以下の圧力となり、しかも最高圧力値が大きくばらついている。これは燃焼したりしなかったりする状態で不安定な状態である。燃料圧力が7MPaでは燃焼圧力が2.0MPa以上の圧力が発生しており、始動が成功している。このときの燃焼噴射時期は上死点前40度と一定にした。

【0025】図10にエンジン始動時の燃焼室内の混合気挙動をシミュレーション解析した結果を示す。計算条件は図9の実験結果に合うようにエンジン回転数300rpmとし、燃料噴射時期は上死点前40度にした。燃料圧力が3MPaの場合、噴射直後の上死点前35度では

燃料噴霧の貫通力が弱くしかも燃焼室内の圧力は1.0MPa程度に上昇しているため、燃料噴霧はコンパクトな形状となっている。上死点前30度〜25度ではピストン表面近くの噴霧はピストン上をすべるように進んでいるが、点火プラグ周辺の噴霧は空気流動がほとんど無いために漂っている。この漂っている噴霧に着火する。燃料圧力が5MPaの場合、燃料噴霧の貫通力が大きくなるためピストン表面上をすべる成分が増えている。点火プラグ周辺に漂っていた燃料噴霧は、それに引っ張られるようにして移動するために点火プラグ周辺が希薄になり、着火が不可能となる。さらに燃料圧力が7MPaの場合は、貫通力が大きくなるためにピストン表面上を滑って行った燃料噴霧が排気側のシリンダ壁面に衝突して戻ってきている。上死点前25付近で点火プラグ周辺に燃料噴霧が到達して、着火可能となっている。

【0026】図11にエンジン始動時の筒内圧力と熱発生率を示す。エンジン回転数300rpmとし、燃料噴射時期と点火時期を変化させた。噴射から点火までの時間は燃料噴射弁と点火プラグの位置で決まるため、噴射時期に応じて点火時期も一緒に変化させている。その間隔はほぼクランク角度で20度である。噴射／点火時期が上死点前40／20度の場合、燃焼室内の最高燃焼圧力は最も大きくなっている。噴射／点火時期が上死点前34／15度の場合は燃焼圧力上昇位置が遅くなり、最高圧力が低下している。噴射／点火時期が上死点前30／10度の場合はさらに圧力上昇位置が遅くなっているが、最高圧力は噴射／点火時期が上死点前34／15度の場合とあまり変わらない。熱発生率を見ると、噴射／点火時期が上死点前40／20度および上死点前34／15度の場合、ピーク位置が上死点（図中0度）より前に来ている。これは燃焼が上死点前で起こっていて、シリンダ内を上昇しようとするピストンの動きを妨げることになっている。したがって、燃焼で発生した圧力エネルギーをトルクに有効に変換するには噴射／点火時期を上死点前30／10度程度に設定し、熱発生率のピークを上死点後にする必要がある。

【0027】図12(a)に始動時のスタータ、燃料圧力、エンジン回転数のタイムチャートを示し、図12(b)にエンジン回転数と噴射／点火時期の関係を示す。スタータを起動した時を時間0として1.5秒間の状態を示している。スタータ起動中のエンジン回転数は200〜300rpm程度となっている。このときの噴射／点火時期は図11で説明したような現象のために上死点前30／10度となっている。図12(b)はエンジン回転数に対する噴射／点火時期の変化を示している。燃料ポンプはエンジンの回転によって動作を開始し始め、0.5秒までの間で2〜3MPa程度まで上昇している。エンジンは燃料圧力が所定値に達し、後述する気筒判別処理が終了した後に、噴射／点火を開始する。エンジンが初爆するとエンジン回転数は急速に上昇するた

めに、それに応じて噴射／点火時期を調整しなくてはならない。エンジン回転数上昇過程にある●印をつけたエンジン回転数における噴射／点火時期は図12(b)に示すように、エンジン回転数上昇にともなって噴射／点火時期ともに進角側に变化している。本発明のポイントはスタータ起動中に成層燃焼させるために、噴射時期を圧縮行程に設定することである。この成層燃焼を用いた始動方法を使うことで、始動時の空燃比を25程度にすることが出来る。燃焼室全体では空燃比25とリッチな状態になっているが、点火プラグ周辺にタイミング良く噴射しているため、点火プラグ周辺には可燃範囲の混合気が形成されているので、確実に着火させることが出来る。さらに従来の始動方法のように、多量に燃料を供給して未燃燃料を排出することもないので、本発明の目的である始動時のHC低減に効果がある。

【0028】図13に本発明の成層始動と従来の均質始動での始動後40秒間にエンジンから排出されるHC（未燃燃料成分）の排出特性を示す。本発明の成層始動では始動後約3000ppmまで上昇し、以降は大きな変化が無くほぼフラットな排出特性となっている。一方、均質始動では始動直後に12000ppm近くまで上昇し、その後徐々に下がってきているが40秒経過後においても4000ppm以上排出されている。成層始動によって、未燃HCの排出ピークを約75%低下することが出来る。始動から1分間位の間は排気管に設置した触媒の温度が上がらないので、十分な浄化作用が得られない。したがって、図13に示したようにエンジンから排出される未燃HCを低減されることは触媒も含めたエンジンシステムにおいて重要である。

【0029】本実施例のタンブルガイド式筒内噴射エンジンに使用する燃料噴霧について説明する。筒内噴射エンジンに使用されるスワール式燃料噴射弁から噴射された噴霧は中空噴霧となる。この噴霧の特性は噴射する燃焼室内の圧力により噴霧形状が変化することである。例えば、吸気行程中に噴射する場合には、燃焼室内の圧力は大気圧かそれより低い圧力になっている。その時には燃料噴射弁から噴射された噴霧は比較的大きな噴霧角度で燃焼室全体に拡散していく。一方、圧縮行程後半に噴射する場合には、燃焼室内の圧力は大気圧以上になっている。その時の圧力は時々刻々と変化しているが、例えば0.5MPaの雰囲気中に噴射した場合には噴霧は噴霧角度が小さくなりコンパクトな形状になる。

【0030】図14に本実施例で使用しているスワール式噴霧噴射弁から噴射される燃料噴霧の噴霧角度、ベネトレーションと雰囲気圧力の関係を示す。筒内噴射エンジンにおいては、燃焼室内の圧力が変化するために噴射される燃料噴霧の特性も雰囲気圧力によって変化する。ベネトレーションは雰囲気圧力の増加に応じて短くなる。また、燃料圧力によっても貫通力、微粒化レベルが変化するのでベネトレーションは変化する。本実施例の

検討で使用したエンジンの場合、燃料噴射弁から点火プラグまでの距離は40mmであったので、雰囲気圧力が0.5MPaでベネトレーションが40mm以上となる燃料圧力が必要条件となる。したがって、図9で示した燃料圧力2MPaで始動が出来なかった理由としては、ベネトレーション不足と考えられる。一方、噴霧角度も雰囲気圧力に応じて小さくなる。大気圧力(0.1MPa)での噴霧角度が75度の燃料噴霧は雰囲気圧力が0.5MPaでは65度となる。これはスワール式インジェクタから噴射される燃料噴霧は基本的に中空噴霧形状であり、雰囲気圧力が大きくなると噴霧の傘状の部分が内側に委んできくるためである。本実施例で検討したエンジンでは燃料噴射弁の取付角度36度であるために噴霧角度72度で上端角が0度となる。したがって、雰囲気圧力が増加すると上端角も小さくマイナス側に変化してしまう。図8で示したように、成層始動するための条件としては加圧下の噴霧上端角が0〜+2度であるため雰囲気圧力0.5MPaで噴霧角度が72〜76度となるような噴霧を選定しなくてはならない。これは大気圧下では80〜84度程度の噴霧角度になり、エンジン設計上および噴霧選定上において両立する範囲が狭くなってしまう。このことから雰囲気圧力に噴霧角度が影響されない燃料噴霧が必要になってくる。

【0031】図15(a)に偏向噴霧の模式図を示す。偏向噴霧は燃料噴射弁のノズル形状を変更して燃料噴霧の流量分布を不均一にしたもので、その結果噴霧形状が左右対称ではなく、左右の噴霧長さも異なっている。また、噴射方向も燃料噴射弁の軸方向から傾いている。このような噴霧は偏向している方の噴霧は流速が速く、反対側の噴霧は速度が遅いという特徴がある。そのため偏向している側の噴霧角度X1は反対側の噴霧角度X2に比較して大きく変化しない。図15(b)に示すように噴霧角度 θ は雰囲気圧力によって変化しているが、偏向している側の噴霧角度X1はほとんど変化していない。これを点火プラグ方向に向けてエンジンに設置すれば、上端角は雰囲気圧力に影響せずに常に0〜+2度とすることが出来る。

【0032】次に本発明の成層始動の制御方法を示す。筒内噴射エンジンでは燃焼室に直接燃料を噴射するために排気弁が開いている間は噴射することが出来ない。したがって、吸気〜圧縮行程にある気筒を判別して噴射を行わなければならない。エンジン始動時においては、スタータでエンジンを回転させるまでは気筒を判別することが出来ないため、エンジンが回転後なるべく早く気筒判別を行い、燃料噴射を開始しなければ始動性が悪くなってしまう。図16に成層始動制御のタイムチャートを示す。スタータが起動することでエンジンが回転を始め、クランクシャフトに取り付けられたクランク角度センサやカムシャフトに取り付けられたカム角度センサからの信号がコントロールユニットに入力される。ここで

はクランクシャフトに10度毎に歯が付いており、90度毎に歯欠けが1つあるクランク角度センサとカムシャフトに1歯、2歯、3歯、4歯がついている4気筒エンジンを例に説明する。クランク角度センサ出力(図中POS)の歯欠け部分はある気筒の上死点位置に調整されているが、それだけでは気筒判別が出来ない。そこでカムシャフトに取り付けられているカム角度センサ出力(図中CAM)を用いて、POSに歯欠けが来たときのCAM信号の歯数を検出し、その歯数によって次の上死点がどの気筒の圧縮上死点かを判別する。気筒判別する時期はクランク角度センサの歯数が9個目で、それは圧縮行程のちょうど中間であるので、成層始動するための噴射時期には十分に間に合う。図16で説明する。エンジン回転開始後、最初に来たPOSセンサの歯欠けは実際には4番気筒の上死点に対応している。それと同期してCAMセンサの歯数を検出し、歯数が2個なら次の上死点は2番気筒の圧縮上死点、1個なら次の上死点は1番気筒の圧縮上死点と判定する。実際の噴射時期は気筒判別信号からの遅れ期間 ΔT_{inj} となり、噴射パルス幅は T_i となる。また、点火信号も気筒判別信号からの遅れ時間 ΔT_{ign} となる。本実施例のポイントは、気筒判別後に始動制御を開始することで噴射開始1発目から確実に燃焼させて、未燃HCを出さないことである。

【0033】図17に成層始動制御のフローチャートを示す。キースイッチがオンになり、さらにスタータ起動位置までキーが回されるとスタータが起動し、エンジンがクランキングを開始する。エンジン回転によって入力されるクランク角度センサおよびカム角度センサを用いて気筒判別を行う。この時点でどの気筒から噴射を開始するかが決定される。次に回転数と燃料圧力を検出し、噴射/点火時期および燃料噴射量を決定する。燃料噴射量はシリンダ内全体の空燃比が2.5程度になるように決定される。気筒判別した結果に基づいて噴射、点火が実行され、エンジン回転数が所定の回転数以上になったかどうかを判定する。エンジン回転数がまだ低い時は、再度ブロック10に戻りエンジン回転数、燃料圧力を検出し、噴射/点火時期を適切に設定し直して実行する。エンジン回転数が十分に上昇し、キーがスタータ起動位置からオンの位置に戻されるとスタータが停止し、始動制御を終了する。

【0034】次に本発明の別の実施例を示す。図18に始動直後のシリンダ内空気量、燃料量および空燃比の変化を示す。エンジン始動時にはスロットル弁より下流側の吸気管内およびシリンダ内には空気が予め充填している。スタータの起動によりピストンが動き始めると、シリンダ内および吸気管内の空気はエンジンに消費されて61のように減少していく。しかし、スタータ起動中にはスロットル弁は操作されずにほぼ全開状態となっているので、新気が吸入されずシリンダ内の空気量は減少していく。シリンダ内に吸入した空気量を計測または推定

して、成層始動時の空燃比を2.5一定に制御すると、供給燃料量が6.2のように減少してエンジン始動に必要なトルク、すなわち初爆時の圧力が低下してしまい始動が出来なくなってしまう。これは空燃比を一定にする制御を基本としているためであるが、始動時にはエンジン回転を上昇させるだけの燃料を供給しなくてはならず、燃料量主導型の制御を行わなくてはならない。本発明の成層始動では始動可能な空燃比の範囲が2.0~3.0と広いため、始動に必要な燃料量を6.3のように供給していれば空燃比を精密に制御する必要はない。そこで、スロットル弁で計量した空気以外の空気をエンジンに供給して空燃比を可能範囲内に維持する方法として、EGR弁を開いて排気管から吸気管に空気を還流させる手段を用いる。これはシリンダ内や吸気管内の空気を消費することで、シリンダ内に負圧が発生していて、EGR弁を開放するだけで排気ガスが吸気管に容易に還流してくる。EGR弁から流れてくる排気ガスはクランキング中または成層始動した他気筒の酸素を多く含んだものなので、再度吸気管に供給しても燃焼に再利用できる。本実施例によれば、始動時の燃料供給量はエンジンを回転させるのに必要な量を供給し、空気量は吸気管、シリンダ充填分とEGR弁から還流してきた分も含めて供給される。この時の空燃比はトータルでは2.0~3.0程度になるが、点火プラグ周辺には可燃混合気が形成されているので着火性が確保されて始動することができる。EGR弁から空気が還流してこない、シリンダ内の空気量は6.4のように減少してしまい、空燃比は6.5のように小さくなり成層始動可能範囲を超えてしまう。

【0035】図19に第2実施例のEGR弁制御時の状態変化の様子を示す。スタータ起動中は成層始動によりエンジンを始動することができるが、スロットル弁はスタータ起動中には暴走防止のためにスロットル開度を大きくするような制御が出来ない。図18ではスタータ起動中はスロットル開度は4度一定となっている。この種は電子式スロットルのパネの中立位置であり、これより大きくまたは小さくするにはモータで動かす必要があるが、スタータ起動中はモータへの駆動電流は出力されない。そこで、本実施例ではEGR弁をスタータ起動と同じに全開近くまで開放し、排気管から吸気管へ酸素を多く含んだ空気を供給する。これによりシリンダ内の空気量は減少することなく、空燃比を成層始動可能範囲内に維持することが出来る。エンジン始動後、エンジン回転数が所定値以上になった後は、スタータの起動が停止しスロットル弁も制御可能となるので、EGR弁は全閉に戻し空気量制御はスロットルに移行する。

【0036】図20に本発明の第3実施例を示す。図1のエンジンシステムに可変バルブ40を備えたものである。可変バルブ40は吸気バルブの開閉タイミングを制御するもので、図21(a)にその構成の一例を示す。カムシャフト41とベルト42で駆動されるスプロケッ

ト43の間に、ヘリカルギヤ44を設け油圧などでヘリカルギヤ44を動かすことでカムシャフト41とスプロケット43の相対位置が変化し、吸気バルブの開閉時期が図22(b)のように前後に変化することになる。吸気バルブをリフトさせるカム山は変化せずに開閉時期のみ変化する。その位相変化幅はクランク角度で60度である。吸気バルブの開弁時期を可変にするものであれば、これとは別の構成の可変バルブでも構わない。

【0037】燃費向上のために信号待ちなどの車両停止中はエンジンを停止することが効果があり、そのためにエンジンの始動回数が増加している。また、近年エンジンの高性能化のために圧縮比が大きくなっており、そのようなエンジンにおいては始動時のエンジン圧縮負荷が増大しており、スタータが大型化し消費電力も多くなっている。始動負荷を低減し、消費電力を下げることは燃費向上にもつながることであり重要である。

【0038】始動時のエンジン圧縮負荷を低減する方法として、可変バルブ機構によって吸気バルブの開弁時期を圧縮行程の前半まで遅らせて実際の圧縮比を低下させる方法が知られている。しかし、圧縮比を低下させると圧縮圧力の低下、圧縮温度の低下につながり混合気の着火性が悪化し、失火などの原因になる。本実施例では可変バルブにより圧縮比を低下させても成層燃焼で始動することで混合気の着火性を損なわずに、また排気ガスの悪化もなく始動できる。

【0039】図22に第3実施例の効果を示す。横軸は吸気バルブの開弁時期であり、下死点後のクランク角度を示している。縦軸は圧縮時の最高圧力であり、吸気バルブの開弁時期が遅くなるにしたがい最高圧縮圧力は低下している。したがって、なるべく低い圧縮圧力で始動できればスタータがエンジンを回転させる負荷が低減し、消費電力も低下することになる。従来の均質始動の結果を点線で、本発明の成層始動を実線で示す。丸印は吸気バルブの開弁時期を設定した実験点を表しており、均質始動、成層始動とも同じ設定で実験しているが、グラフの表示上、点をずらして表示している。○印は始動ができたことを表し、●印は始動ができなかったことを表している。均質始動では吸気バルブ開弁時期が下死点後60度では始動できたが、80度では始動が出来なかった。一方、本発明の成層始動では吸気バルブ開弁時期が80度まで始動ができ、95度で始動できなかった。したがって、可変バルブによって吸気バルブの開弁時期を遅らせて圧縮圧力を低下させても成層始動をすることで着火性を確保することができ、消費電力を1.8kWから1.35kWに低下することができた。これはアイドルストップなどで再始動回数が増加した場合には、消費電力低減、燃費向上に大きな効果がある。本発明の成層始動は図23に示すエンジンとモータ発電機を組合わせたハイブリット車にも適用できる。ハイブリット車においてはエンジン始動用のスタータをクランクシ

ャフトに接続されているモータ発電機で代用できる。さらに上述したようにハイブリット車ではアイドルストップなどの燃費向上策を頻繁に使用するので、本発明の成層始動を採用することで燃費低減と排気ガス低減に大きな効果がある。

【0040】

【発明の効果】本発明の筒内噴射エンジンの始動方法では、成層燃焼で始動することでピストンやシリンダ壁に燃料が付着することを防止でき、始動直後に排出されるHCを大幅に低減することができる優れた効果を有して

いる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を実施するためのエンジンシステム図。

【図2】本発明の第1実施例のエンジン構成を示す斜視図。

【図3】成層運転時の燃焼室内の混合気分布を模式的に示す側面図。

【図4】燃焼室内の点火プラグと燃料噴射弁から噴射された燃料噴霧の位置関係を模式的に示す側面図。

【図5】本実施例で用いる燃料噴霧の噴霧角度測定方法の説明図。

【図6】噴霧上端角とエンジン性能の関係を示す実験結果。

【図7】始動時の燃焼室内の混合気状態を模式的に示す側面図。

【図8】成層始動時の噴霧上端角とエンジン性能の関係を示す実験結果。

【図9】始動時の燃料圧力と始動性の関係を示す図。

【図10】始動時の燃焼室内の混合気挙動をシミュレーション解析した結果。

【図11】始動時の筒内圧力と熱発生率を示す図。

【図12】始動時のスタータ、燃料圧力、エンジン回転*

*数のタイムチャートと、エンジン回転数と噴射/点火時期の関係図。

【図13】本発明の成層始動と均質始動でのHC排出特性の比較図。

【図14】スワール式噴霧噴射弁の噴霧特性を示す図。

【図15】偏向噴霧の噴霧特性を示す図。

【図16】成層始動制御のタイムチャート。

【図17】成層始動制御のフローチャート。

【図18】本発明の第2実施例の説明図。

【図19】第2実施例におけるEGR弁制御状態の説明図。

【図20】本発明の第3実施例のエンジンシステム図。

【図21】第3実施例で使用する可変バルブの構成図。

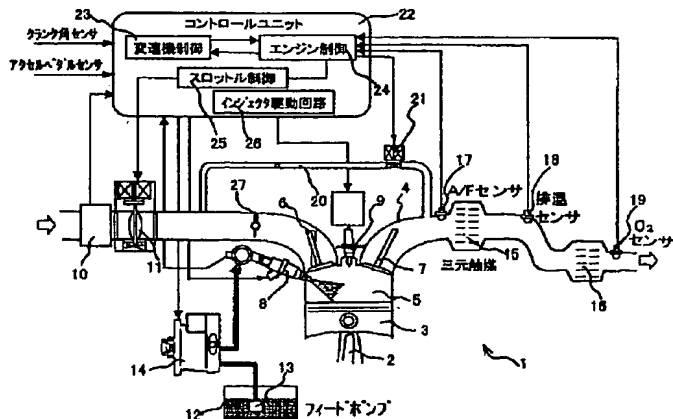
【図22】第3実施例の実験結果。

【図23】本発明を適用できるハイブリット車のシステム図。

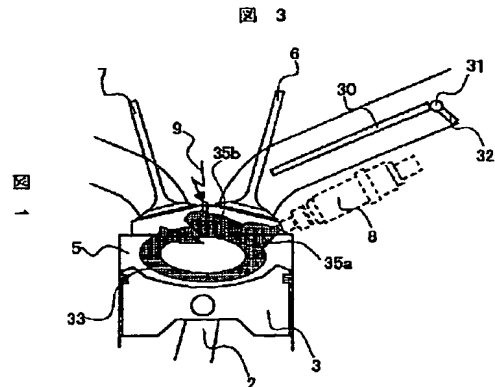
【符号の説明】

1…筒内噴射エンジン、2…コンロッド、3…ピストン、4…エンジンヘッド、5…燃焼室、6…吸気バルブ、7…排気バルブ、8…燃料噴射弁、9…点火プラグ、10…空気量センサ、11…電子スロットル、12…燃料タンク、13…フィードポンプ、14…燃料ポンプ、15…三元触媒、16…触媒、17…空燃比センサ、18…排気温度センサ、19…O₂センサ、20…EGR配管、21…EGR弁、22…コントロールユニット、23…変速機制御部、24…エンジン制御部、25…スロットル制御部、26…インジェクタ駆動回路、27…空気流動生成装置、30…吸気ポート仕切り板、31…シャフト、32…切り欠き板、35…燃料噴霧、40…可変バルブ機構、41…カムシャフト、42…タイミングベルト、43…スプロケット、44…ヘリカルギヤ。

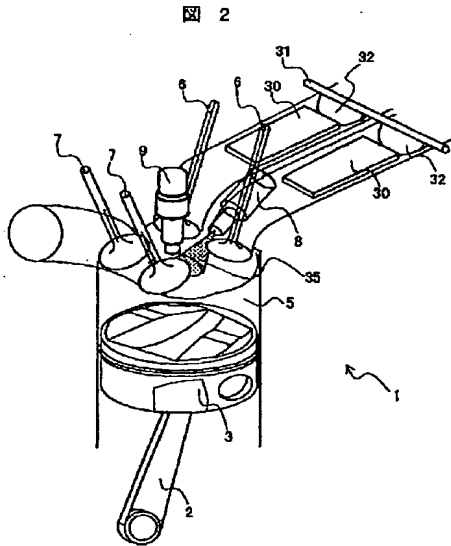
【図1】



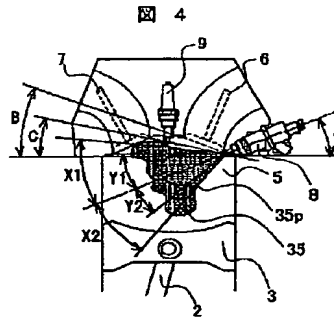
【図3】



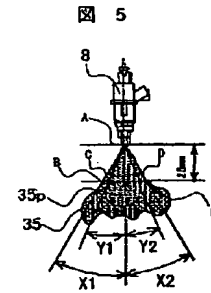
【図2】



【図4】

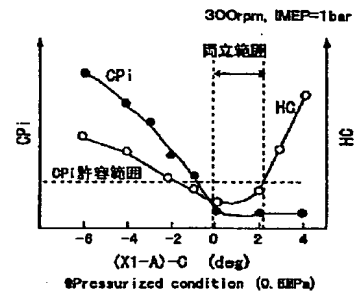


【図5】



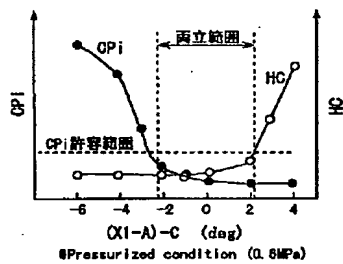
【図8】

図 8



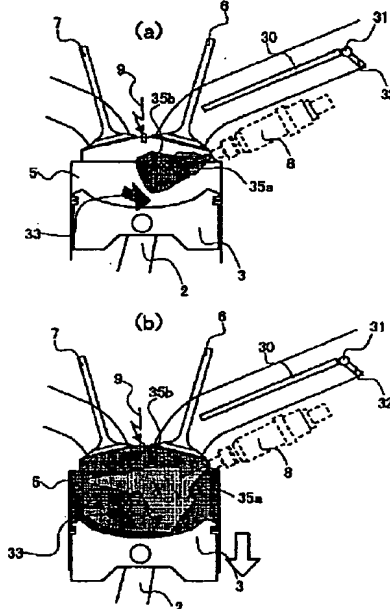
【図6】

図 6



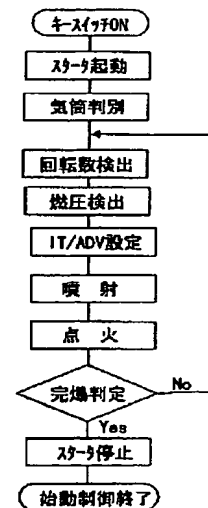
【図7】

図 7

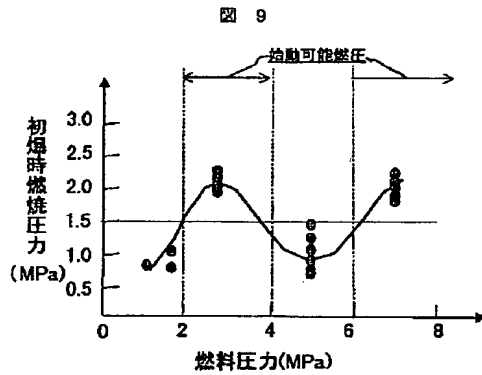


【図17】

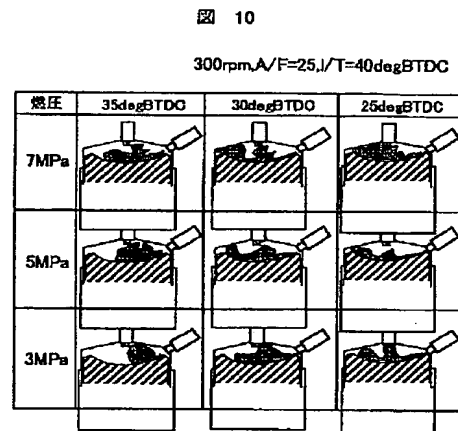
図 17



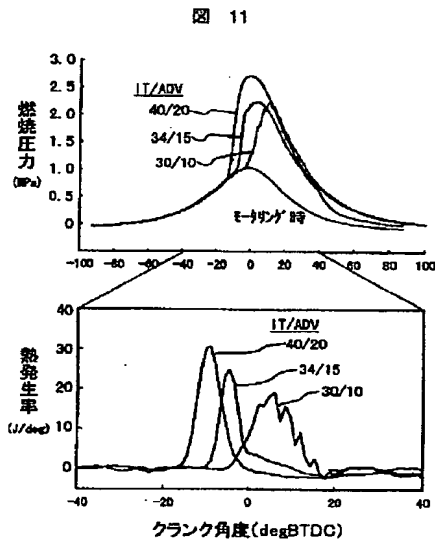
【図9】



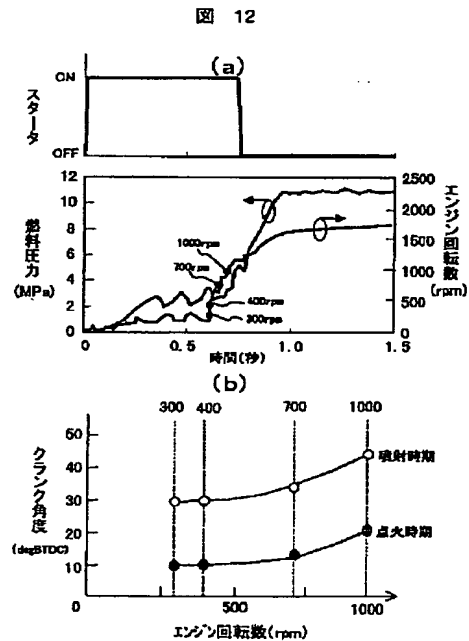
【図10】



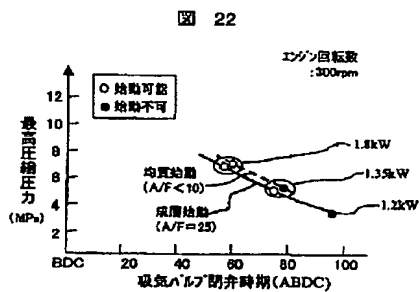
【図11】



【図12】

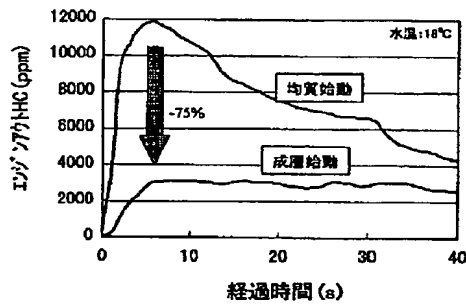


【図22】



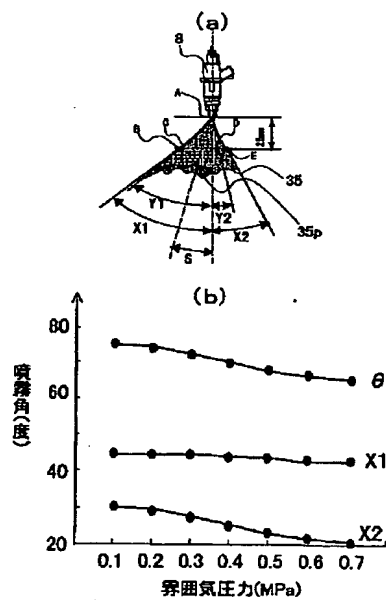
【図13】

図 13



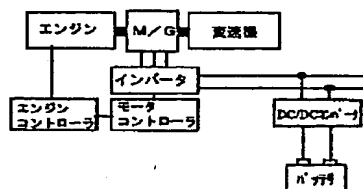
【図15】

図 15



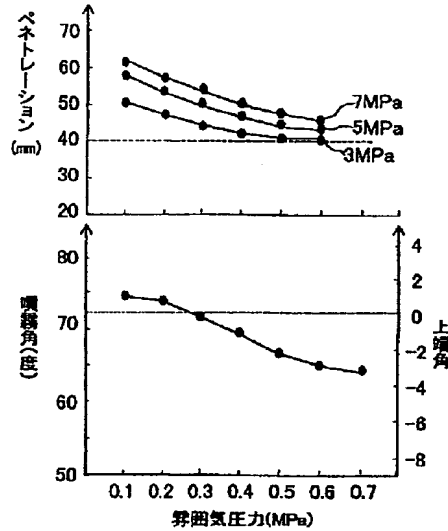
【図23】

図 23



【図14】

図 14



【図18】

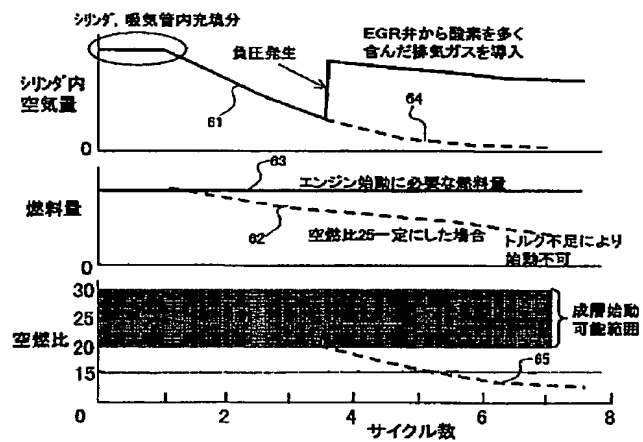
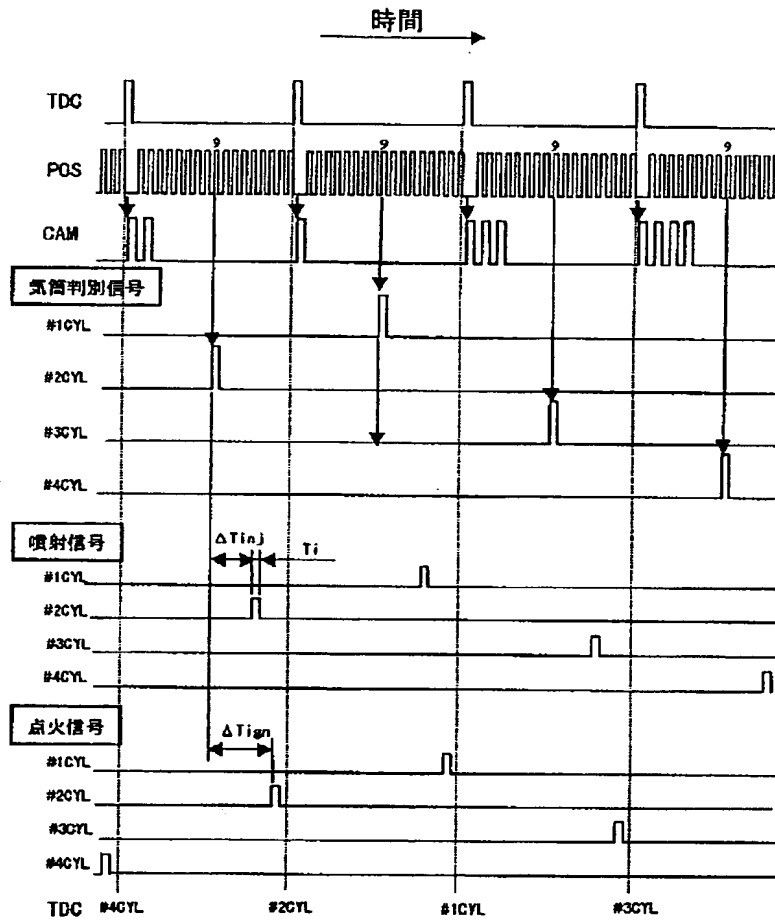


図 18

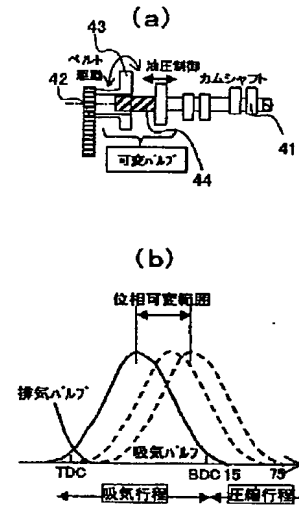
【図16】

図 16

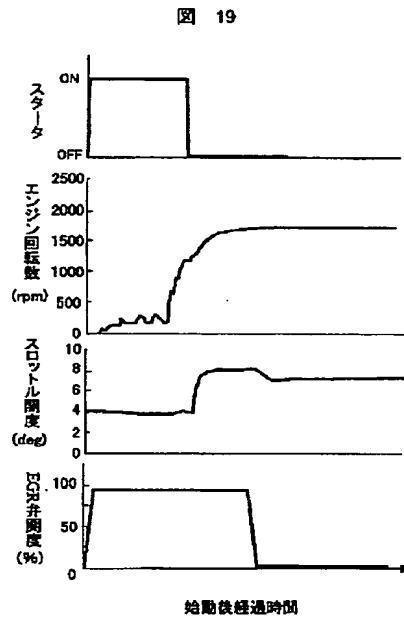


【図21】

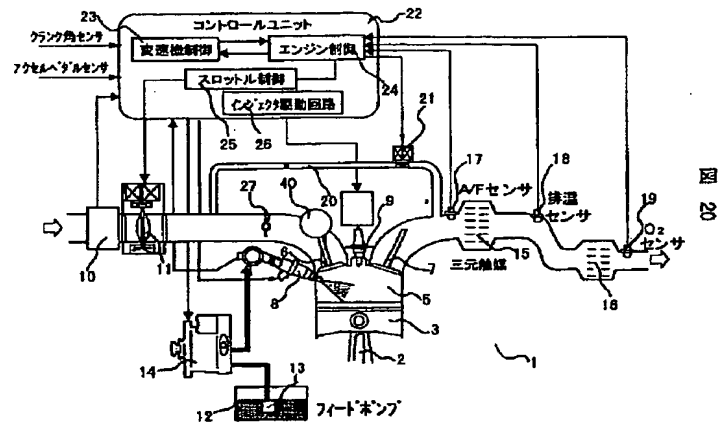
図 21



【図19】



【図20】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. ⁷		識別記号	F I	テーマコード (参考)
F 0 2 D	13/02		F 0 2 D 29/02	D
	29/02		29/06	D
	29/06		41/02	3 2 5 A
	41/02	3 2 5		3 2 5 E
			41/20	3 2 5
	41/20	3 2 5	41/34	F
	41/34		43/00	3 0 1 J
	43/00	3 0 1		3 0 1 N
				3 0 1 Z
			B 6 0 K 9/00	C

- (72)発明者 徳安 昇
茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株
式会社日立製作所日立研究所内
- (72)発明者 飯星 洋一
茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株
式会社日立製作所日立研究所内
- (72)発明者 大須賀 稔
茨城県日立市大みか町七丁目1番1号 株
式会社日立製作所日立研究所内

F ターム(参考) 3G023 AA04 AA08 AA18 AB01 AC04
AC05 AD06 AG01
3G084 BA15 BA20 BA23 BA24 CA01
DA09 DA10 EB02 EB12 EB16
EC01 EC03 FA07 FA13 FA17
FA26 FA27 FA30 FA36 FA38
3G092 AA01 AA06 AA10 AA11 AA17
AB02 AC02 BB06 BB19 DA08
DC06 DC08 DE03S DF01
DG07 EA11 EB08 FA18 FA31
GA01 HA01Z HA06Z HA13Z
HB02X HD01Z HD06Z HD07Z
HE03Z HE05Z HF08Z HF19X
3G093 AA01 AA07 CA01 DA01 DA06
DA07 DA08 DA09 DA11 DA12
EA05 EA15 EC01 FA03 FA12
3G301 HA01 HA04 HA13 HA16 HA19
JA26 KA01 LA07 LB04 LC01
LC10 MA19 NA07 NB06 NB20
ND02 ND42 NE01 NE19 NE21
PA01Z PA11Z PB03Z PB05A
PD02Z PD08Z PD09Z PD11Z
PD15Z PE01Z PE03Z PE05Z
PE10A PF03Z PF16Z